



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 3812673 A1

⑳ Aktenzeichen: P 38 12 673.7
㉑ Anmeldetag: 17. 4. 88
㉒ Offenlegungstag: 10. 11. 88

㉓ Int. Cl. 4:
B60K 41/04
F 02 D 29/00

880404 1 880404

DE 3812673 A1

③① Unionspriorität: ③② ③③ ③①
20.04.87 JP P 62-97019 20.04.87 JP P 62-97022

⑦① Anmelder:
Mitsubishi Jidosha Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

⑦④ Vertreter:
Raible, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 7000 Stuttgart

⑦② Erfinder:
Hiramatsu, Takeo, Dipl.-Ing., Nagaokakyo, Kyoto, JP

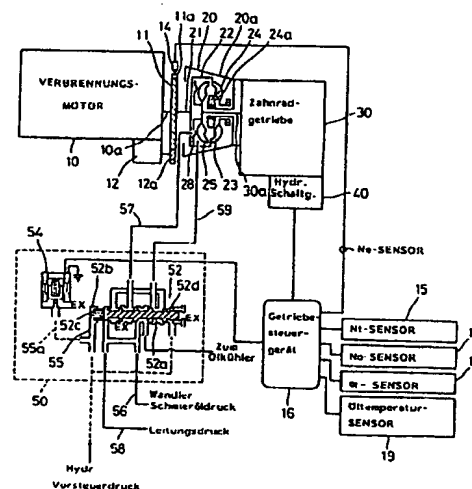
⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 34 47 651 A1
DE 30 23 278 A1
DE 24 25 680 A1
DE-OS 22 60 258
DE-OS 22 23 397
US 41 02 222

⑤④ Motordrehmoment-Erfassungsverfahren, und dieses verwendendes Steuer- und/oder Regelverfahren für ein Automatikgetriebe

Es wird ein Verfahren zur Erfassung des Motordrehmoments bei einer Fahrzeugantriebsanordnung und ein hydraulisches Steuerverfahren für das Getriebe unter Verwendung dieses Verfahrens zur Erfassung des Motordrehmoments angegeben. Dabei weist die Fahrzeugantriebsanordnung eine Antriebsenergieübertragungsvorrichtung (20) auf, die zwischen einem Verbrennungsmotor (10) und Rädern angeordnet ist und die eine Eingangswelle (21) hat, die mit dem Verbrennungsmotor (10) in Wirkverbindung steht sowie eine Ausgangswelle (30a), die mit den Rädern in Wirkverbindung steht. Ferner ist eine Drehmomentenerfassung vorgesehen, die in der Lage ist, ein Drehmoment zu erfassen, das von der Eingangswellenseite (21) zur Ausgangswellenseite (30a) übertragen wird. Ferner ist ein Zahnradgetriebe (30) zwischen der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung (20) und den Rädern angeordnet, das zur Steuerung der Übersetzung mehrere Reibungseingriffsvorrichtungen aufweist, die je nach dem ihnen zugeführten Betriebs-Öldruck in Eingriff oder außer Eingriff gebracht werden können und so ein erforderliches Übersetzungsverhältnis einstellen. Die Änderungsrate der Motordrehzahl (Ne) und das von der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung (20) übertragene Drehmoment werden erfasst, und das erfaßte übertragene Drehmoment und das Produkt aus der erfaßten Motordrehzahl-Änderungsrate und einem vorgegebenen Wert werden addiert, so daß die sich ergebende Summe als Motordrehmoment erfaßt wird. Die ...

Fig. 1



DE 3812673 A1

Patentansprüche

1. Verfahren zum Erfassen des Motordrehmoments für eine Fahrzeugantriebsordnung, mit einer Antriebsenergieübertragungsvorrichtung, die zwischen einem Verbrennungsmotor und Rädern angeordnet ist und die eine mit dem Verbrennungsmotor in Wirkverbindung stehende Eingangswelle und eine mit den Rädern in Wirkverbindung stehende Ausgangswelle aufweist, und bei der eine Erfassung des von der Eingangswellenseite zur Ausgangswellenseite übertragenen Transmissionsmoments vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Änderungsrate (ωe) der Motordrehzahl (N_e) erfaßt wird, daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt wird, und daß das erfaßte Transmissionsmoment zum Produkt aus der erfaßten Änderungsrate der Motordrehzahl (N_e) einerseits und einem vorgegebenen Wert andererseits addiert wird, so daß die sich ergebende Summe als ein Motordrehmoment erfaßt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß außerdem die Drehzahlen der Eingangswelle und der Ausgangswelle der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt werden, so daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung unter Verwendung der als Parameter dienenden Drehzahlen dieser Eingangswelle und dieser Ausgangswelle erfaßt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergieübertragungsvorrichtung eine Strömungskupplung — oder einen Strömungswandler — mit einem mit der Eingangswelle verbundenen Pumpenrad und einem mit der Ausgangswelle verbundenen Turbinenrad aufweist, wobei mittels einer Arbeitsflüssigkeit ein Drehmoment zwischen Pumpenrad und dem Turbinenrad übertragen wird.
4. Verfahren nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung von außen steuerbar ist, und daß es erfaßt wird durch Erfassung eines Steuerparameters, welcher dem Transmissionsmoment entspricht.
5. Verfahren nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergieübertragungsvorrichtung eine zwischen Eingangswelle und Ausgangswelle angeordnete Kupplung aufweist, welche dazu ausgebildet ist, entsprechend dem Niveau des ihr zugefügten hydraulischen Drucks eine Drehmomentübertragung auszuführen, wenn ihr hydraulisches Druckmittel zugeführt wird, und daß der Steuerparameter der dieser Kupplung zugeführte hydraulische Arbeitsdruck ist.
6. Hydraulische Steuer- und/oder- Regelverfahren für eine Fahrzeugantriebsordnung, welche eine Antriebsenergieübertragungsvorrichtung aufweist, die zwischen einem Verbrennungsmotor und Rädern angeordnet ist, wobei die Antriebsenergieübertragungsvorrichtung eine mit dem Verbrennungsmotor in Wirkverbindung stehende Eingangswelle und eine mit den Rädern in Wirkverbindung stehende Ausgangswelle aufweist, und die

Möglichkeit einer Erfassung eines von der Eingangswellenseite der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung zu deren Ausgangswellenseite übertragenen Transmissionsmoments vorgesehen ist, und mit einem zwischen der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung und den Rädern angeordneten Zahnradgetriebeanordnung, und mit zur Getriebesteuerung dienenden Reibungseingriffsvorrichtungen, die abhängig von einem ihnen zugeführten hydraulischen Druck in Eingriff oder außer Eingriff bringbar sind, und dadurch ein erforderliches Übersetzungsverhältnis einstellen, dadurch gekennzeichnet, daß die Änderungsrate der Motordrehzahl (N_e) erfaßt wird, daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt wird, daß das erfaßte Transmissionsmoment und das Produkt aus der erfaßten Motordrehzahl-Änderungsrate und einem vorgegebenen Wert addiert werden, und daß die Drehmomentkapazitäten der Reibungseingriffsvorrichtungen jeweils abhängig von der sich aus dieser Addition ergebenden Summe gesteuert oder geregelt werden.

7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß außerdem die Drehzahlen der Eingangswelle und der Ausgangswelle der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt werden, so daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung unter Verwendung der als Parameter dienenden Drehzahlen dieser Eingangswelle und dieser Ausgangswelle erfaßt wird.

8. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergieübertragungsvorrichtung eine Strömungskupplung — oder einen Strömungswandler — mit einem mit der Eingangswelle verbundenen Pumpenrad und einem mit der Ausgangswelle verbundenen Turbinenrad aufweist, wobei mittels einer Arbeitsflüssigkeit ein Drehmoment zwischen dem Pumpenrad und dem Turbinenrad übertragen wird.

9. Verfahren nach mindestens einem der Ansprüche 6—8, dadurch gekennzeichnet, daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung von außen steuerbar ist, und daß es erfaßt wird durch Erfassung eines Steuerparameters, welcher dem Transmissionsmoment entspricht.

10. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsenergieübertragungsvorrichtung eine zwischen Eingangswelle und Ausgangswelle angeordnete Kupplung aufweist, welche dazu ausgebildet ist, entsprechend dem Niveau des ihr zugeführten hydraulischen Drucks eine entsprechende Drehmomentenübertragung auszuführen, wenn ihr hydraulisches Druckmittel zugeführt wird, und daß der Steuerparameter der dieser Kupplung zugeführte hydraulische Arbeitsdruck ist.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Erfassung des Motordrehmoments für eine Fahrzeugantriebsanordnung, nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Sie betrifft ferner ein hydraulisches Steuer- und/oder

Regelverfahren für eine Fahrzeugantriebsordnung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 6.

Bei einem Steuerungsverfahren, wie es aus der US 37 54 482 (=DE-OS 22 23 397) bekanntgeworden ist, wird der hydraulische Arbeitsdruck, welcher Getriebe-
steuerungskupplungen (Reibungseingriffselementen) eines elektronisch gesteuerten Automatikgetriebes zugeführt wird, eingestellt, indem man die Ventilöffnung eines Drosselventils und die Fahrzeuggeschwindigkeit erfaßt und indem man, abhängig von den erfaßten Werten, einem den hydraulischen Arbeitsdruck steuernden Ventil ein entsprechend großes Signal zuführt. Bei einem solchen bekannten Automatikgetriebe können die erfaßten Werte für die Drosselklappenöffnung und die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht immer Parameter sein, welche das Eingangsübertragungsmoment für das Getriebe genau angeben. Deshalb ist es hiermit unmöglich, eine ruckfreie und schnelle Getriebesteuerung ohne Zugkraftunterbrechung zu erhalten.

Aus dieser US 37 54 482 ist ferner ein Verfahren bekannt, bei welchem die Änderungsrate der Eingangs-Wellendrehzahl eines Getriebes während der Getriebe-
steuerung erfaßt wird und bei dem der Druck, welcher einer Kupplung auf der Einschalt- und/oder der Ausschaltsseite zugeführt wird, so geregelt wird, daß die Ist-Änderungsrate mit einer Soll-Änderungsrate übereinstimmt.

Wenn sich jedoch bei einer Regelung dieser Art während der Steuerung des Getriebes die Drosselklappenöffnung drastisch ändert und die Regelung dem nicht gut folgen kann, treten Regelschwingungen (Pendelungen) bei der Änderungsrate der Eingangswellendrehzahl und folglich des Ausgangs-Drehmoments auf, und man erhält keine ruckfreie Getriebesteuerung. Falls ferner der Anfangswert des den Kupplungen zu Beginn der Getriebesteuerung zugeführten Druckes nicht der richtige ist, können ebenfalls Pendelungen auftreten.

Um dies zu vermeiden, ist es erforderlich, den Augenblickswert des Eingangswellen-Drehmoments des Getriebes zu erfassen und diesen Wert zur hydraulischen Steuerung einer Kupplung der Getriebesteuerung zu verwenden.

Bei einem bekannten Verfahren zum Erfassen des Drehmoments in einer Getriebe-Eingangswelle wird dieses Drehmoment mittels eines Dehnungsmeßstreifens oder mittels Magnetostriktion erfaßt. Die hierfür verwendeten Sensoren sind groß, und der erfaßte Wert ist stark temperaturabhängig, hat also einen Temperaturgang. Auch erfordert die Messung eines Drehmoments an einer rotierenden Welle Schleifringe, und das bringt Kosten- und Zuverlässigkeitsprobleme mit sich.

Der Drehmomentenwert kann wie folgt erhalten werden: Die Motordrehmomentenwerte, die den Drosselklappenöffnungen und den Motordrehzahlen entsprechen, werden als Kennfelder erfaßt und gespeichert, und das Drehmoment wird entsprechend den gespeicherten Werten der Drosselöffnung und der Motordrehzahl aus den Kennfeldwerten berechnet. Bei diesem Verfahren ist es jedoch schwierig oder unmöglich, eine Verschlechterung der Motorleistung und Änderungen der Motortemperatur, insbesondere des Kühlwassers, zu berücksichtigen. Bei Verbrennungsmotoren mit einem Lader, z. B. einem Turbolader, kann ferner das Motordrehmoment — wegen einer zeitlichen Verzögerung bei schneller Beschleunigung — nur auf Grund der Drosselklappenöffnung und der Motordrehzahl nicht genau erfaßt werden.

Alternativ kann das Drehmoment wie folgt erfaßt

werden: Die Motordrehmomentenwerte, welche den Einspritzmengen und den Einlaß-Luftmengen entsprechen, werden im voraus in Kennfeldern gespeichert, und der Drehmomentenwert wird berechnet entsprechend den erfaßten Werten der Einspritzmenge und der Einlaß-Luftmenge; diese Berechnung erfolgt auf Grund der in den Kennfeldern gespeicherten Werte. Wenn sich aber z. B. die Reibungsverluste der Kurbelwelle oder anderer Teile ändern, sind die mit diesem Verfahren errechneten Drehmomentenwerte fehlerhaft. Erhebliche Fehler können sich auch durch die Änderung der Motortemperatur ergeben.

Deshalb ist es eine Aufgabe der Erfindung, ein Verfahren zur Erfassung des Motordrehmoments aufzuzeigen, mit dem das Transmissionsmoment eines Getriebes ohne voluminöse Geräte mit Dehnungsmeßstreifen, Schleifringen etc. erfaßt werden kann und mit dem der Augenblickswert des Motordrehmoments genau und sicher mit einer einfachen und preiswerten Anordnung erfaßt werden kann.

Nach einem Aspekt der Erfindung wird diese Aufgabe gelöst durch das im Anspruch 1 angegebenen Verfahren. Nach einem anderen Aspekt der Erfindung wird diese Aufgabe gelöst durch das im Anspruch 6 angegebene Verfahren. Mit einem solchen Verfahren ergibt sich eine bessere Stabilität und eine exaktere Befolgung der Fahrerbefehle und sonstigen Befehle. Das Transmissionsmoment des Getriebes wird genau, sicher und ohne Verwendung voluminöser Erfassungsvorrichtungen erfaßt.

Bei den Verfahren nach Anspruch 1 und Anspruch 6 werden die Änderungsrate der Motordrehzahl und das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt, und das erfaßte Transmissionsmoment und das Produkt aus der erfaßten Motordrehzahl-Änderungsrate und einem vorgegebenen Wert werden summiert, wobei die Summe als Motordrehmoment erfaßt wird. Die Drehmomentenübertragungskapazitäten der Reibungseingriffsvorrichtungen des Getriebes werden abhängig von dieser erfaßten Summe gesteuert oder geregelt.

Mit Vorteil werden außerdem die Drehzahlen der Eingangswelle und der Ausgangswelle der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung erfaßt, so daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung unter Verwendung der als Parameter dienenden Drehzahlen dieser Eingangswelle und dieser Ausgangswelle erfaßt wird.

Als Antriebsenergieübertragungsvorrichtung dieser Art kann mit Vorteil eine Strömungskupplung Verwendung finden mit einem mit der Eingangswelle verbundenen Pumpenrad und einem mit der Ausgangswelle verbundenen Turbinenrad, wobei mittels einer Arbeitsflüssigkeit ein Drehmoment zwischen dem Pumpenrad und dem Turbinenrad übertragen wird.

In bevorzugter Weise wird ferner das Verfahren so weitergebildet, daß das Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung von außen steuerbar ist, und daß es erfaßt wird durch Erfassung eines Steuerparameters, welcher dem Transmissionsmoment entspricht.

Als Antriebsenergieübertragungsvorrichtung wird zweckmäßig eine Kupplungsanordnung verwendet, welche zwischen Eingangswelle und Ausgangswelle angeordnet und dazu ausgebildet ist, entsprechend dem Niveau des ihr zugeführten hydraulischen Drucks eine entsprechende Drehmomentübertragung auszuführen, wenn ihr hydraulisches Druckmittel zugeführt wird, wo-

bei der Steuerparameter der dieser Kupplung zugeführte hydraulische Arbeitsdruck ist. In diesem Fall wird das Transmissionsmoment der Kupplungsanordnung erfaßt durch die Erfassung des der Kupplungsanordnung zugeführten Drucks des hydraulischen Betätigungsdruckmittels.

Die vorliegende Erfindung beruht auf der Erkenntnis, daß das Netto-Drehmoment eines Verbrennungsmotors, das man erhält, wenn man die Reibungsverluste des Motors von dem mittleren, durch die Verbrennungsvorgänge erzeugten Drehmoment subtrahiert, berechnet werden kann als die Summe aus dem Transmissionsmoment einer Antriebsenergieübertragungsvorrichtung, z. B. eines Strömungswandlers, und dem Produkt der Motordrehzahl-Änderungsrate mit einem vorgegebenen Wert, z. B. dem Trägheitsmoment der sich drehenden Kurbelwelle bzw. der Trägheit der Kurbelwellendrehung. Das Transmissionsmoment einer solchen Strömungskupplung (z. B. eines Strömungswandlers), einer schlupfgesteuerten elektromagnetischen Magnetpulverkupplung, einer Visco-Kupplung etc. kann recht genau aus den Drehzahlen der Eingangswelle und der Ausgangswelle erfaßt werden. Bei einer direkt gekoppelten Kupplung vom Schlupftyp kann das Transmissionsmoment von außen gesteuert werden, indem man z. B. die Größe des elektrischen Signals (Steuerparameterwert) eines zur Einstellung des Arbeitsdrucks dienenden Magnetventils regelt. Auch kann das Transmissionsmoment recht genau durch Erfassung dieses elektrischen Signals erfaßt werden. Infolgedessen kann der Augenblickswert des Eingangswellen-Drehmoments des Getriebes aus dem erfaßten Transmissionsmoment der Antriebsenergieübertragungsvorrichtung und der Motordrehzahl-Änderungsrate genau berechnet werden. Wird der hydraulische Arbeitsdruck, welcher den Reibungseingriffsvorrichtungen zur Getriebesteuerung zugeführt wird, mittels des berechneten Augenblickswerts des Eingangswellen-Drehmoments eingestellt, so kann die Drehmomentenkapazität dieser Reibungseingriffsvorrichtungen stabil geregelt werden, und das Getriebe folgt den ihm zugeführten Befehlen in zufriedenstellender Weise.

Weitere Einzelheiten und vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus dem im folgenden beschriebenen und in der Zeichnung dargestellten, in keiner Weise als Einschränkung der Erfindung zu verstehenden Ausführungsbeispiel, sowie aus den übrigen Unteransprüchen. Es zeigt:

Fig. 1 ein Blockschaltbild, welches schematisch ein Automatikgetriebe mit einem Drehmomentwandler zeigt, bei welchen das erfindungsgemäße Verfahren Anwendung findet,

Fig. 2 eine schematische Darstellung eines Zahnradgetriebes, wie es für das Zahnradgetriebe 30 der Fig. 1 Verwendung finden kann,

Fig. 3 ein hydraulisches Schaltbild, welches einen Teil des Innenlebens der in Fig. 1 dargestellten hydraulischen Schaltung 40 zeigt,

Fig. 4 ein Ablaufdiagramm einer Hauptroutine; es zeigt hydraulische Steuer- bzw. Regelvorgänge, welche bei der Getriebesteuerung von dem Getriebesteuergerät (TCU) 16 der Fig. 1 ausgeführt werden,

Fig. 5 ein Diagramm eines zeitlichen Verlaufs; es zeigt, wie Impulssignale von einem Sensor 14 für die Motordrehzahl N_e erzeugt und wie die Drehzahl und ihre Änderung in verschiedenen Takten errechnet werden,

Fig. 6 eine Darstellung von Schaltkennlinien, definiert

durch die Drosselklappenöffnung und eine Getriebeabtriebsdrehzahl N_o ,

Fig. 7 ein Ablaufdiagramm einer Leistung-EIN-AUS-Entscheidungsroutine, welche vom Getriebesteuergerät 16 ausgeführt wird,

Fig. 8—12 Ablaufdiagramme, welche hydraulische Steuer- bzw. Regelvorgänge darstellen, die in einem Leistung-EIN-Hinaufschaltmodus vom Getriebesteuergerät 16 ausgeführt werden,

Fig. 13 eine Darstellung mit zeitlichen Verläufen beim Leistung-EIN-Hinaufschaltmodus, und zwar den Verlauf der Turbinenraddrehzahl N_t , der Drehzahl N_o , und die Verläufe der Tastverhältnisse der Magnetventile auf der Auskuppel- bzw. der Einkuppelseite, wie sie beim Hinaufschalten verwendet werden,

Fig. 14, 15, 16 Ablaufdiagramme, welche hydraulische Steuer- bzw. Regelvorgänge zeigen, die bei einem Leistung-EIN-Herunterschaltmodus vom Getriebesteuergerät 16 ausgeführt werden,

Fig. 17 eine Darstellung mit zeitlichen Verläufen beim Leistung-EIN-Herunterschaltmodus, und zwar den Verlauf der Turbinenraddrehzahl N_t , der Drehzahl N_o , und die Verläufe der Tastverhältnisse der Magnetventile auf der Auskuppel- bzw. der Einkuppelseite, wie sie beim Herunterschalten verwendet werden,

Fig. 18, 19, 20 Ablaufdiagramme, welche hydraulische Steuer- bzw. Regelvorgänge zeigen, die bei einem Leistung-AUS-Hinaufschaltmodus vom Getriebesteuergerät 16 ausgeführt werden,

Fig. 21 eine Darstellung mit zeitlichen Verläufen beim Leistung-AUS-Heraufschaltmodus, und zwar den Verlauf der Turbinenraddrehzahl N_t , der Drehzahl N_o , und die Verläufe der Tastverhältnisse der Magnetventile auf der Auskuppel- bzw. der Einkuppelseite, wie sie beim Hinaufschalten verwendet werden,

Fig. 22, 23, 24 Ablaufdiagramme, welche hydraulische Steuer- bzw. Regelvorgänge zeigen, die bei einem Leistung-AUS-Herunterschaltmodus vom Getriebesteuergerät 16 ausgeführt werden,

Fig. 25 eine Darstellung mit zeitlichen Verläufen beim Leistung-AUS-Herunterschaltmodus, und zwar den Verlauf der Turbinenraddrehzahl N_t , der Drehzahl N_o , und die Verläufe der Tastverhältnisse der Magnetventile auf der Auskuppel- bzw. der Einkuppelseite, wie sie beim Herunterschalten verwendet werden, und

Fig. 26 eine Darstellung mit zeitlichen Verläufen der Drosselklappenöffnung, des Turbinenrad-Wellenmoments, und des Abtriebswellenmoments, wie sie bei einem durch ein Anheben des Gaspedalfußes verursachten Hinaufschaltmodus ablaufen.

In der nachfolgenden Beschreibung werden für gleiche oder gleichwirkende Teile jeweils dieselben Bezugszeichen verwendet. Die Begriffe links, rechts, oben, unten beziehen sich auf die jeweilige Zeichnungsfigur, ohne daß das immer erneut wiederholt wird.

Fig. 1 zeigt in schematischer Form ein erfindungsgemäßes, elektronisch gesteuertes bzw. geregeltes Fahrzeuggetriebe mit einem Drehmomentwandler. Ein Verbrennungsmotor 10, z. B. ein Sechszylindermotor, hat eine Kurbelwelle 10a und an dieser ein Schwungrad 11. Ein Ende einer Eingangswelle 21 eines Drehmomentwandlers 20, der als Antriebsenergieübertragungsvorrichtung dient, ist mechanisch mit der Kurbelwelle 10a über das Schwungrad 11 verbunden. Der Drehmomentwandler 20 hat in der üblichen Weise ein Gehäuse 20a, ein Pumpenrad 23, ein Leitrad 24 und ein Turbinenrad 25. Das Pumpenrad 23 ist über ein Eingangsgehäuse 22 des Wandlers 20 mit der Eingangswelle 21 verbunden,

und das Leitrad 24 ist über einen Freilauf 24a mit dem Gehäuse 20a verbunden. Das Turbinenrad 25 ist mit der Antriebswelle 30a eines Zahnradgetriebes 30 verbunden.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist der Drehmomentwandler 20 mit einer hydraulisch gesteuerten Überbrückungskupplung 28 versehen, welche mit Schlupf arbeiten kann. Dies kann z. B. eine Dämpferkupplung sein. Diese Kupplung 28 ist zwischen dem Eingangsgehäuse 22 und dem Turbinenrad 25 angeordnet. Selbst wenn die Kupplung 28 im Eingriff steht oder direkt gekuppelt ist, ermöglicht sie einen geeigneten Schlupf zwischen Pumpenrad 23 und Turbinenrad 25 des Drehmomentwandlers 20, welche dann über die Kupplung 28 direkt und mechanisch miteinander gekuppelt sind. Der Schlupf der Kupplung 28, d. h. das von ihr übertragene Drehmoment, wird von außen gesteuert mittels einer Steuerschaltung 50 für die hydraulische Dämpferkupplung 28.

Die Steuerschaltung 50 enthält ein Steuerventil 52 für die hydraulisch steuerbare Kupplung 28 und ein Steuer-magnetventil 54. Letzteres ist ein normal geschlossenes Ein-Aus-Ventil, dessen Elektromagnet 54a elektrisch mit einem Getriebesteuergerät 16 verbunden ist, das auch als TCU 16 bezeichnet wird. Das Steuerventil 52 dient dazu, einen Durchlaß für hydraulisches Druckmittel umzuschalten, welches der hydraulisch betätigbaren Schlupfkupplung 28 zugeführt werden soll, und den in der Kupplung 28 wirksamen hydraulischen Druck zu steuern bzw. zu regeln. Zu diesem Berufe weist das Steuerventil 52 einen Steuerschieber 52a und eine Feder 52c auf. Letztere befindet sich links, bezogen auf Fig. 1, in einer linken Kammer 52b, gegenüber der linken Stirnfläche des Steuerschiebers 52a, und beaufschlagt diesen in Richtung nach rechts. Die linke Kammer 52b ist mit einem Durchlaß 55 für hydraulisches Vorsteuer-Druckmittel verbunden, welcher Durchlaß mit einer — nicht dargestellten — hydraulischen Vorsteuerdruckquelle verbunden ist. Der Durchlaß 55 hat eine Abzweigung 55a, die zum Rücklauf führt. Das Magnetventil 54 liegt in der Abzweigung 55a. Die Höhe des der linken Kammer 52b zugeführten Vorsteuerdrucks wird dadurch gesteuert, wie stark das Magnetventil 54 geöffnet oder geschlossen ist. Dieser Vorsteuerdruck von der Vorsteuerdruckquelle wird auch einer rechten Kammer 52d des Steuerventils 52 zugeführt. Die Kammer 52d liegt der rechten Stirnfläche des Steuerschiebers 52a gegenüber.

Wenn der hydraulische Vorsteuerdruck in der linken Kammer 52b den Steuerschieber 52a in die rechte Endlage verschiebt, wird Drehmomentwandler-Schmieröl unter Druck über eine Ölleitung 56, das Steuerventil 52 und die Ölleitung 57 einer hydraulischen Arbeitskammer zugeführt, die zwischen dem Eingangsgehäuse 22 und der Kupplung 28 angeordnet ist. Dadurch wird die Kupplung 28 gelüftet und außer Eingriff gebracht.

Wird andererseits der linken Kammer 52b kein Vorsteuerdruck zugeführt, so daß sich der Steuerschieber 52a in seine in Fig. 1 dargestellte linke Endstellung verschiebt, so wird ein Leitungsdruck von einer (nicht dargestellten) Hydropumpe über eine Leitung 58, das Steuerventil 52 und eine Leitung 59 einer Kammer zugeführt, die zwischen der Kupplung 28 und dem Turbinenrad 25 ausgebildet ist. Dadurch kommt die Kupplung 28 in Reibungseingriff mit dem Eingangsgehäuse 22.

Wird das Tastverhältnis D_c — darunter ist zu verstehen das Verhältnis zwischen der jeweiligen Einschaltzeit des Magnetventils 54 und der Gesamtdauer eines

Zeittaktes — durch das Getriebesteuergerät 16 gesteuert, so wird der Steuerschieber 52a in eine Lage verschoben, in der ein Gleichgewicht gegeben ist zwischen der resultierenden Kraft aus der Vorspannung der Feder 52c und dem Vorsteuerdruck in der linken Kammer 52b einerseits und der Kraft des hydraulischen Vorsteuerdrucks in der rechten Kammer 52d andererseits. Dieser Lage des Steuerschiebers 52a entspricht ein bestimmter Druck am Ausgang des Steuerventils 52, und dieser Druck wird der Kupplung 28 zugeführt, so daß deren Transmissionsmoment T_c , also das von ihr übertragene Drehmoment oder Kupplungsmoment, auf einen vorgegebenen Wert eingestellt wird.

Das Zahnradgetriebe 30 hat bei diesem Ausführungsbeispiel vier Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Die Darstellung in Fig. 2 zeigt einen Teil der Anordnung des Zahnradgetriebes 30. Erste und zweite Antriebsräder 31 und 32 sind frei verdrehbar auf der Antriebswelle 30a angeordnet. Hydraulisch betätigte Kupplungen, die als Reibungseingriffsvorrichtungen zur Getriebesteuerung dienen, sind an dem Abschnitt der Antriebswelle 30a zwischen den Antriebsrädern 31 und 32 befestigt. Die Antriebsräder 31 und 32 sind dazu ausgelegt, sich zusammen mit der Antriebswelle 30a zu drehen, wenn sie mit einer der Kupplungen 33 bzw. 34 in Eingriff stehen, vgl. Fig. 2. Eine Getriebe-Zwischenwelle 35, die parallel zur Antriebswelle 30a liegt, ist über ein abschließendes, nicht dargestelltes Untersetzungsgetriebe mit einer — nicht dargestellten — Abtriebswelle verbunden. Auf der Getriebe-Zwischenwelle 35 ist ein erstes angetriebenes Zahnrad 36 und ein zweites angetriebenes Zahnrad 37 befestigt, und diese kämmen mit dem ersten Antriebsrad 31 bzw. dem zweiten Antriebsrad 32, wie das Fig. 2 zeigt.

Steht die Kupplung 33 in Eingriff mit dem ersten Antriebszahnrad 31, so wird die Drehung der Antriebswelle 30a auf die Kupplung 33, das erste Antriebszahnrad 31, das erste angetriebene Zahnrad 36 und die Getriebe-Zwischenwelle 35 übertragen. Auf diese Weise wird ein erster Getriebe-Steuermodus, z. B. ein erster Gang, eingeschaltet. Steht die Kupplung 34 mit dem zweiten Antriebszahnrad 32 in Eingriff, nachdem die Kupplung 33 geöffnet wurde, so wird die Drehung der Antriebswelle 30a übertragen auf die Kupplung 34, das zweite Antriebszahnrad 32, das zweite angetriebene Zahnrad 37, und die Getriebez Zwischenwelle 35. Auf diese Weise wird ein zweiter Getriebe-Steuermodus, z. B. ein zweiter Gang, hergestellt.

Fig. 3 zeigt die Einzelheiten der hydraulischen Schaltung 40 gemäß Fig. 1, welche den hydraulisch betätigten Kupplungen 33 und 34 unter Druck stehendes hydraulisches Druckmittel zuführt. Die Schaltung 40 hat ein erstes hydraulisches Steuerventil 44 und ein zweites hydraulisches Steuerventil 46, sowie Magnetventile 47 und 48. Das erste Steuerventil 44 hat, wie dargestellt, eine Steuerbohrung 44a mit einem darin verschiebbaren Steuerschieber 45. Das zweite Steuerventil 46 hat eine Steuerbohrung 46a mit einem darin verschiebbaren Steuerschieber 49. Rechte Kammern 44g bzw. 46g liegen den rechten Enden der Steuerschieber 45 und 49 gegenüber. Federn 44b und 46b in diesen Kammern 44g bzw. 46g drücken ihren zugeordneten Steuerschieber 45 bzw. 49 nach links, bezogen auf Fig. 3. Die Steuerventile 44 und 46 haben ferner jeweils linke Kammern 44h bzw. 46h, die den linken Enden der Steuerschieber 45 bzw. 49 gegenüberliegen. Diese Kammern 44h, 46h sind jeweils über eine Drossel 44i bzw. 46i mit dem Rücklauf verbunden.

Das Magnetventil 47 ist ein normalerweise offenes Dreizehventil mit drei Anschlüssen 47c, 47d und 47e. Es hat ein Schließglied 47a, eine Feder 47b und einen Elektromagneten 47f. Die Feder 47b dient dazu, das Schließglied 47a in Richtung zum Anschluß 47e zu verschieben diesen dadurch zu verschließen. Wird der Elektromagnet 47f erregt, so bewirkt er, daß sich das Schließglied 47a entgegen der Kraft der Feder 47b in Richtung zum Anschluß 47c verschiebt und diesen dadurch verschließt.

Das Magnetventil 48 ist ein normalerweise geschlossenes Dreizehventil mit drei Anschlüssen 48c, 48d und 48e. Es hat ein Schließglied 48a, eine Feder 48b und einen Elektromagneten 48f. Die Feder 48b dient dazu, das Schließglied 48a in Richtung zum Anschluß 48c zu beaufschlagen und diesen dadurch zu verschließen. Wird der Elektromagnet 48f erregt, so bewirkt er eine Verschiebung des Schließglieds 48a in Richtung zum Anschluß 48e entgegen der Kraft der Feder 48b und verschließt dadurch den Anschluß 48e. Die Elektromagnete 47f und 48f der Magnetventile 47 bzw. 48 sind mit dem Ausgang des Getriebesteuergeräts 16 verbunden.

Eine hydraulische Druckleitung 41 von der bereits erwähnten, nicht dargestellten Hydropumpe ist mit den Anschlüssen 44c, 46c der beiden Ventile 44, 46 verbunden. Ein Ende einer hydraulischen Leitung 41a ist mit einem Anschluß 44d des ersten Steuerventils 44 verbunden, ihr anderes Ende mit der hydraulisch betätigten Kupplung 33. Ein Ende einer hydraulischen Leitung 41b ist mit einem Anschluß 46d des zweiten Steuerventils 46 verbunden, ihr anderes Ende mit der hydraulisch betätigten Kupplung 34.

Eine hydraulische Leitung 42, welche von der bereits erwähnten, nicht dargestellten Quelle hydraulischen Vorsteuerdrucks kommt, ist mit den Anschlüssen 44e und 46e verbunden, die mit den linken Endkammern 44h, 46h des ersten Steuerventils 44 bzw. des zweiten Steuerventils 46 in Verbindung stehen, und auch mit den Anschlüssen 47c, 48c der Magnetventile 47 bzw. 48. Die Anschlüsse 47d und 48d der Magnetventile 47 bzw. 48 sind jeweils über Steuerleitungen 42a bzw. 42b mit dem Anschluß 44f bzw. 46f verbunden, welcher letzterer mit den rechten Endkammern 44g, 46g des ersten Steuerventils 44 bzw. des zweiten Steuerventils 46 in Verbindung stehen. Die Anschlüsse 47e und 48e der Magnetventile 47 und 48 sind mit dem Rücklauf verbunden, der in Fig. 3 mit EX bezeichnet ist.

Die Leitung 41 dient dazu, den Steuerventilen 44 und 46 einen hydraulischen Arbeitsdruck oder Leitungsdruck zuzuführen, der z. B. über ein (nicht dargestelltes) Druckregelventil auf einen vorgegebenen Wert eingestellt ist. Die Leitung 42 mit dem Vorsteuerdruck dient dazu, den Steuerventilen 44, 46 und den Magnetventilen 47, 48 einen Vorsteuerdruck zuzuführen, der über ein anderes, ebenfalls nicht dargestelltes Druckregelventil oder dergleichen auf einen vorgegebenen Wert eingestellt wird.

Bewegt sich in Fig. 3 der Steuerschieber 45 des ersten Steuerventils 44 nach links, so gibt eine Steuerfläche 45a des Steuerschiebers 45 den bisher verschlossenen Anschluß 44c frei, so daß über die Leitung 41, die Anschlüsse 44c und 44d und die Leitung 41a hydraulischer Arbeitsdruck der Kupplung 33 zugeführt wird.

Bewegt sich der Steuerschieber 45 nach rechts, so verschließt die Steuerfläche 45a den Anschluß 44c, und der Anschluß 44d kommt in Verbindung mit einem Rücklaufanschluß 44j, so daß der Druck in der Kupplung 33 auf den Rücklaufdruck fällt.

Bewegt sich in Fig. 3 der Steuerschieber 49 des zweiten Steuerventils 46 nach links, so gibt eine Steuerfläche 49a des Steuerschiebers 49 den bisher verschlossenen Anschluß 46c frei, so daß der hydraulische Arbeitsdruck über die Leitung 41, die Anschlüsse 46c und 46d und die Leitung 41b der Kupplung 34 zugeführt wird.

Verschiebt sich der Steuerschieber 49 nach rechts, so wird der Anschluß 46c durch die Steuerfläche 49a verschlossen, während der Anschluß 46d in Verbindung mit einem Rücklaufanschluß 46j kommt, so daß der Druck in der Kupplung 34 auf den Rücklaufdruck fällt.

Zurück zu Fig. 1. Auf der Außenseite des Schwungrads 11 befindet sich ein Zahnkranz 11a, der mit dem Ritzel 12a eines Anlasses 12 kämmt. Der Zahnkranz 11a hat eine bestimmte Anzahl von Zähnen, z. B. 110 Zähne, und ein elektromagnetischer Sensor 14 liegt dem Zahnkranz 11a gegenüber. Dies ist der Motordrehzahlsensor oder Ne-Sensor 14, und er ist elektrisch mit dem Eingang des Getriebesteuergeräts 16 verbunden.

Ein Turbinenrad-Drehzahlsensor oder Nt-Sensor 15, ein Getriebeabtriebsdrehzahlsensor oder No-Sensor 17, ein Drosselklappenöffnungssensor oder Θ -Sensor 18, ein Öltemperatursensor 19 und ggf. weitere Sensoren sind ebenfalls mit dem Eingang des Getriebesteuergeräts 16 verbunden. Der Nt-Sensor dient zur Erfassung der Drehzahl des Wandler-Turbinenrads 25, und der No-Sensor 17 zur Erfassung der Getriebeabtriebsdrehzahl (nicht dargestellt), die proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit ist. Der Θ -Sensor 18 dient zur Erfassung der Öffnung Θ_t der (nicht dargestellten) Drosselklappe, die in der üblichen Weise in der (nicht dargestellten) Saugleitung des Verbrennungsmotors 10 angeordnet ist. Der Öltemperatursensor 19 dient zur Erfassung der Temperatur T_{oil} des von einer (nicht dargestellten) Hydropumpe gelieferten Druckmittels. Die Meßsignale dieser Sensoren werden dem Getriebesteuergerät 16 zugeführt.

Arbeitsweise des Getriebes

Das Getriebesteuergerät 16 enthält Speicher, z. B. ROM und RAM, einen zentralen Prozessor (Mikroprozessor), E/A-Schrittstellen, Zähler und dergleichen. Das Getriebesteuergerät 16 bewirkt die Getriebesteuerung nach einem in ihr gespeicherten Programm.

Hierzu führt das Getriebesteuergerät 16 wiederholt eine in Fig. 4 dargestellte Hauptprogrammroutine mit einem vorgegebenen Takt aus, z. B. mit einem 35-Hz-Takt. In dieser Hauptprogrammroutine werden in Schritt S10 zunächst mehrere Anfangswerte eingestellt bzw. gesetzt, die später noch erläutert werden. Dann werden im Schritt S11 vom Getriebesteuergerät 16 die Werte der verschiedenen Sensoren eingelesen und gespeichert, also vom Ne-Sensor 14, dem Nt-Sensor 15, dem No-Sensor 17, dem Θ_t -Sensor 18 und dem Öltemperatursensor 19. Danach berechnet das Steuergerät 16 die notwendigen Parameterwerte für die Getriebesteuerung, ausgehend von den gemessenen Signalen, und zwar wie folgt:

Zunächst berechnet das Getriebesteuergerät 16 die Motordrehzahl N_e und ihre Änderungsrate ω_e auf der Basis der Signale vom Ne-Sensor 14 (Schritt S12). Der Ne-Sensor 14 liefert jeweils pro vier Zähne des sich drehenden Zahnkranzes 11a einen Impuls an das Steuergerät 16. Dann mißt das Getriebesteuergerät 16 die Zeitdauer, die für die Messung der letzten neun Impulse im betreffenden Takt (28,6 ms, entsprechend 35 Hz) erforderlich waren, wie in Fig. 5 dargestellt. Fig. 5 zeigt

diese Zeitdauer tp für neun Impulse im mittleren dargestellten Takt von 28,6 ms. Danach berechnet das Getriebesteuergerät 16 die Motordrehzahl (min^{-1}) nach der folgenden Gleichung (1) und speichert sie im Speicher als Motordrehzahl $(Ne)_n$ für den jetzigen Takt.

$$Ne = (9 \times 4) : 110 : tp \times 60 = 216 : (11 \times tp) \quad (1)$$

Bei 1200 min^{-1} beträgt z. B. $tp = 9/550 \text{ s}$, und setzt man das in Gleichung (1) ein, so erhält man 1200 min^{-1} .

Ausgehend von der Motordrehzahl $(Ne)_{n-1}$, die im vorhergehenden Takt gespeichert worden war, und der Motordrehzahl $(Ne)_n$, die im jetzigen Takt gespeichert wurde, wird die Änderungsrate ωe (rad/s^2) der Motor-
geschwindigkeit wie folgt berechnet und dann gespeichert:

$$\omega e = \Delta Ne \times 2\pi \div 60 \div T = (\pi/30T) \times \Delta Ne, \quad (2)$$

Hierbei gilt

$$\Delta Ne = (Ne)_n - (Ne)_{n-1}$$

T_1 und T_2 siehe Fig. 5

T_1 = Zeit zwischen den Enden der Meßperiode im vorvorhergehenden Takt und im vorhergehenden Takt, in Sekunden

T_2 = Zeit zwischen den Anfängen der Meßperioden im vorvorhergehenden Takt und im vorhergehenden Takt, in Sekunden

$$T = (T_1 + T_2) : 2$$

Berechnung des Turbinenradwellenmoments Tt

Dann geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt S 13 und berechnet das Netto-Drehmoment Te des Verbrennungsmotors 10 und das Drehmoment Tt (mkg) (nachfolgend als das Turbinenradwellenmoment bezeichnet) an der Ausgangswelle 30a des Drehmomentwandlers 20.

Die Beziehung zwischen dem Reibungsmoment Tb der Kupplung an der Freigabe- oder Verbindungsseite, z. B. der Kupplungen 33 und 34 in Fig. 2, erhalten während der Getriebesteuerung, und dem Turbinenradwellenmoment Tt und der Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl während der Getriebesteuerung kann wie folgt angegeben werden.

$$Tb = a \times Tt + b \times \omega t, \quad (A1)$$

Hierbei sind a und b Konstanten, die abhängig sind vom Schaltmuster (Art der Getriebesteuerung), z. B. Heraufschalten in den zweiten Gang aus dem ersten, oder Herunterschalten vom vierten Gang in den dritten, ferner den Trägheitsmomenten verschiedener rotierender Teile, etc. Wie man der Gleichung (A1) entnimmt, kann das Kupplungs-Reibungsmoment Tb , also der Arbeitsdruck des hydraulischen Druckmittels für die Kupplungen 33 und 34, eingestellt werden, ohne daß dabei andere Einflüsse eine Rolle spielen, wie z. B. abnutzungsbedingtes Sinken der Motorleistung, Änderung der Kühlwassertemperatur, etc., falls dieses Moment Tb bestimmt wird auf der Grundlage des Turbinenradwellenmoments Tt und der Turbinenraddrehzahl-Änderungsrate ωt . Empirische Formeln und Daten, die man unter Beachtung dieser Gesetzmäßigkeiten erhält, können leicht für Verbrennungsmotoren unterschiedlichen Typs aufgestellt werden.

Falls die Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl

Nt auf einen Sollwert geregelt werden soll, trotz der Änderung des Turbinenradwellenmoments Tt , muß man nicht die Abweichung der Änderungsrate ωt danach korrigieren, sondern das Reibungsmoment Tb erhöhen oder senken, also den Öldruck für die Kupplungen 33 und 34 entsprechend beeinflussen, und zwar um einen Betrag entsprechend der Änderung des Turbinenradwellenmoments Tt . Auf diese Weise kann eine stabile Getriebesteuerung erreicht werden mit hoher Nachlaufleistung, ohne daß man die Regelung eine hohe Korrekturverstärkung benötigt.

Fall die zeitliche Änderung ωt des Turbinenradwellenmoments Tt zu Beginn der Getriebesteuerung, also wenn die zuschaltende Kupplung mit der Erzeugung eines Reibungsmoments beginnt, geschätzt werden kann, kann das Reibungsmoment der Kupplung geändert werden, wobei man diese zeitliche Änderung ωt auf den Sollwert regelt, in Übereinstimmung mit Gleichung (A1). Deshalb erhält man solch eine Änderung des Drehmoments Tt empirisch im voraus. Ausgehend von den so erhaltenen empirischen Daten wird die Änderung des Turbinenradwellenmoments Tt zu Beginn der Erzeugung eines Drehmoments durch die zuschaltende Kupplung geschätzt. Indem man den geschätzten Wert in die Gleichung (A1) einsetzt, kann der der zuschaltenden Kupplung zugeführte hydraulische Druck so geändert werden, daß er das Reibungsmoment Tb so ändert, daß man nach Gleichung (A1) den Sollwert für die Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl Nt erhält. Auf diese Weise kann diese Änderungsrate ωt ab dem Beginn eines Reibungsmoments durch die zuschaltende Kupplung genau auf ihren Sollwert geregelt werden. Dadurch ergibt sich das Gefühl einer verbesserten Arbeitsweise der Getriebesteuerung.

Dann wird nach Gleichung (4) das Turbinenradwellenmoment Tt berechnet, wobei das Netto-Motorenmoment Te verwendet wird, das nach Gleichung (3) berechnet wird, und diese berechneten Werte werden gespeichert.

$$Te = C \times Ne^2 + I_E \times \omega e + Tc, \quad (3)$$

$$Tt = t(Te - Tc) + Tc$$

$$= t(C \times Ne^2 + I_E \times \omega e) + Tc. \quad (4)$$

Te ist ein Netto-Drehmoment, das man erhält, wenn man die Reibungsverluste, das Ölpumpen-Antriebsmoment etc. von dem durchschnittlichen Drehmoment abzieht, das durch die Verbrennungsvorgänge im Motor 10 erzeugt wird. C ist ein Drehmomentkapazitätskoeffizient, der aus einem zuvor gespeicherten Kennfeld für die Wandlerkenndaten abgelesen wird, und zwar abhängig vom Drehzahlverhältnis $e = Nt/Ne$, also dem Verhältnis von Turbinenraddrehzahl Nt zu Motordrehzahl Ne . Zuerst wird also das Drehzahlverhältnis e aus dem Ausgangssignal des Nt -Sensors 14 und der gemäß Gleichung (1) berechneten Drehzahl Ne berechnet. Dann wird zu diesem Drehzahlverhältnis e der Koeffizient C aus dem Speicher ausgelesen.

I_E ist das Trägheitsmoment bzw. Schwungmoment des Motors 10, also ein vom Motorentyp abhängiger Festwert.

t ist ein Drehmomentenverhältnis, das ebenfalls, abhängig vom Drehzahlverhältnis e , aus dem Kennfeld für die Wandlerdaten abgelesen wird.

Tc ist das Transmissionsmoment der Dämpferkupplung 28. Bei einer direkt gekuppelten Kupplung vom Schlupftyp — wir hier — wird dieses Moment ange-

geben durch

$$Tc = Pc \times A \times r \times \mu = a1 \times Dc - b1, \quad (5)$$

Hierbei sind:

- Pc der der Kupplung 28 zugeführte hydraulische Arbeitsdruck
- A Fläche des Arbeitskolbens für die Betätigung der Kupplung 28
- r Reibungsfläche der Kupplung 28
- μ Reibungskoeffizient der Kupplung 28.

Die Gleichung (5) kann ausgewertet werden, weil der der Kupplung 28 zugeführte Druck Pc proportional ist dem Tastverhältnis Dc des Magnetventils 54 für die Ansteuerung der Kupplung 28. (Das Tastverhältnis Dc wurde bereits weiter oben definiert.) In der Gleichung (5) sind $a1$ und $b1$ Konstanten, die entsprechend dem Schaltmodus eingestellt werden. Der nach der Gleichung (5) berechnete Wert Tc wird nur verwendet, wenn er positiv ist. Ist er negativ, so wird gesetzt $Tc=0$.

Die jeweiligen Werte des Netto-Motorenmoments Ne und des Turbinenradwellenmoments Nt , die auf diese Weise berechnet und gespeichert werden, können recht genau auf der Grundlage der Motordrehzahl Ne , die mit dem Ne -Sensor 14 erfaßt wird, der Turbinenrad-drehzahl Nt , die mit dem Nt -Sensor 15 erfaßt wird, und dem Tastverhältnis Dc des Magnetventils 54 (für die Kupplung 28) berechnet werden. Wie man außerdem aus den Gleichungen (3) und (4) ersieht, wird das vom Motor 10 abgegebene Drehmoment Ne unter Berücksichtigung des Terms ($I_E \times \omega_e$) berechnet, so daß der Einfluß der Änderungsrate ω_t der Turbinenraddrehzahl Nt oder des Reibungsmoments Tb kaum spürbar wird. Wird das Reibungsmoment Tb verändert, also z. B. der Kupplung 33 ein anderer Arbeitsdruck zugeführt, um die Änderungsrate ω_t auf einen Sollwert einzustellen, so ändert sich das Turbinenradwellenmoment nie. Folglich können sich diese beiden Momente gegenseitig nicht stören, und man erhält keine unkontrollierbaren Situationen. Insbesondere kann in der Mitte eines Getriebe-steuerungsvorgangs eine solche gegenseitige Beeinflussung nicht auftreten, wenn das Reibungsmoment Tb verstellt wird, um eine Änderung des Turbinenradwellenmoments Tt zu korrigieren, die z. B. durch einen Beschleunigungsvorgang oder dergleichen bewirkt wird. Folglich kann die Getriebesteuerung genügend schnell ansprechen.

Im Schritt S14 bestimmt das Getriebesteuergerät 16 den Gang, der im Zahnradgetriebe 30 eingestellt werden soll, und zwar auf Grund der Drosselklappenöffnung Θ_t und der Getriebeabtriebsdrehzahl No .

Fig. 6 zeigt Schaltkennlinien für den ersten Getriebe-steuermodus, der nachfolgend als der erste Getriebe-verhältnismodus bezeichnet wird, sowie für den zweiten Getriebe-steuermodus (nachfolgend als der zweite Getriebe-verhältnismodus bezeichnet), der eine Stufe höher ist als der erste Modus. In Fig. 6 stellt die durchgezogene Linie eine Grenzlinie zwischen den Gebieten für den ersten und den zweiten Getriebeverhältnismodus dar, und zwar für das Hinaufschalten vom ersten Getriebe-verhältnismodus zum zweiten. Die gestrichelte Linie ist eine Grenzlinie zwischen den Gebieten für den ersten und den zweiten Getriebeverhältnismodus, und zwar beim Herunterschalten vom zweiten Getriebeverhältnismodus zum ersten. Das Getriebesteuergerät 16 bestimmt den einzustellenden Getriebeverhältnismodus

nach den Schaltkennlinien der Fig. 6 und speichert im voraus den vorgegebenen Modus.

Diskriminierung zwischen Leistung-EIN und Leistung-AUS

Dann geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt S15 und führt eine Routine zur Diskriminierung zwischen Leistung-EIN und Leistung-AUS durch. Fig. 7 ist ein Ablaufdiagramm dieser Routine. Zuerst wird im Schritt S151 ein Diskriminierungswert Tto gesetzt. Dieser Wert Tto wird wie folgt berechnet:

$$Tto = a2 \times \omega to = 2\pi \times a2 \times Ni, \quad (6)$$

Hierbei sind $a2$ und Ni vorgegebene Werte, die zuvor entsprechend der Schaltkennlinie eingestellt wurden. Die Werte $a2$ und Ni sind negativ beim Hinaufschalten und positiv beim Herunterschalten.

Dann bestimmt das Getriebesteuergerät 16, ob das Turbinenradwellenmoment Tt , das im Schritt S13 berechnet wurde, größer als der Diskriminierungswert Tto ist (Schritt S152). Ist die Antwort JA, so wird ein Leistung-EIN-Schaltvorgang identifiziert (Schritt S153). Ist die Antwort NEIN, so wird ein Leistung-AUS-Schaltvorgang identifiziert (Schritt S154). Das Getriebe-steuergerät 16 speichert das Ergebnis der Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung und geht dann zur Hauptroutine gemäß Fig. 4 zurück.

Dieses Verfahren zur Diskriminierung zwischen Leistung-EIN und Leistung-AUS beruht auf folgendem Prinzip: Die Gleichung (6) erhält man, wenn man in der Gleichung (A1) das Turbinenradwellenmoment Tt , die Turbinenraddrehzahl-Änderungsrate ω_t für die Getriebe-steuerung, und das Kupplungs-Reibungsmoment Tb jeweils durch Null bzw. ωto bzw. Tto ersetzt, wobei Gleichung (A1) die Beziehung des Wertes Tb zu den Werten Tt und ω_t darstellt. Sind keine anderen Elemente als die Kupplungen wirksam, so wird die Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung ausgeführt abhängig davon, ob das erzeugte Turbinenradwellenmoment Tt groß genug ist, um den Sollwert ωto zu erreichen. Folglich können folgende Nachteile der konventionellen Diskriminierungsmethode, bei der die Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung einfach von der Polarität der Motorausgangsleistung abhängt, vermieden werden.

Insbesondere hat eine Getriebesteuerung, welche andere Schaltlogiken zur Diskriminierung der Leistung-EIN- und Leistung-AUS-Zustände verwendet, folgende Nachteile:

(1) Falls die Motorleistung beim Hinaufschalten etwas negativ ist, wird der Leistung-AUS-Zustand falsch erfaßt. Infolgedessen wird das zuschaltseitige Reibungseingriffselement (Kupplung) außer Eingriff gelassen, so daß der Schaltvorgang nicht abgeschlossen werden kann.

(2) Wenn andererseits beim Herunterschalten die Motorleistung etwas positiv ist, wird — fälschlicherweise — der Leistung-EIN-Zustand erfaßt. Deshalb wird eine automatische Zunahme der Antriebswellendrehzahl des Getriebes erwartet, so daß das zuschaltseitige Reibungseingriffselement (Kupplung) nicht eingeschaltet wird. Auch in diesem Fall wird der Schaltvorgang nicht abgeschlossen.

Fahrerbefehle durch Betätigung des Gaspedals —

entweder durch Wegnehmen des Gases, oder durch starkes Gasgeben — erfordern eine möglichst rasche Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung. Das Turbinenradwellenmoment T_t , das bei der erläuterten Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung verwendet wird, ist sozusagen ein imaginäres oder synthetisches Turbinenradwellenmoment, das man erhält, indem man das Netto-Motorenmoment N_e , das man gemäß Gleichung (3) erhalten hat, mit dem Momentenverhältnis t des Wandlers 20 multipliziert, wie in Gleichung (4) angegeben. Folglich kann die Leistung-EIN-AUS-Diskriminierung schneller erfolgen als die Diskriminierung unter Verwendung eines tatsächlichen Turbinenradwellenmoments T_t' ($= t \times CNe^2 + T_c$), das man erhält, wenn man den Term ($I_c \times \omega e$) aus Gleichung (4) wegläßt.

Auf diese Weise kann man bei dem Fahrerbefehl, der durch Wegnahme des Gases (= Anheben des Gasfußes) gegeben wird, einen Ruck durch die Drehzahlabnahme in einem niedrigen Gang vermeiden, falls die Reduzierung der Motorleistung so bald wie möglich erfaßt wird, so daß das freigabeseitige Reibungseingriffselement (Kupplung) ohne Verzögerung ausgerückt wird.

Fig. 26 zeigt dies. Wenn der Fahrer den Fuß vom Gaspedal nimmt, so daß der Hinaufschaltmodus eingeleitet wird, vgl. Fig. 26(a), ändert sich das tatsächliche Turbinenradwellenmoment T_t' gemäß der gestrichelten Linie der Fig. 26(b) und das imaginäre Turbinenradwellenmoment T_t längs der durchgezogenen Linie derselben Figur. Wird das imaginäre bzw. synthetische Moment T_t verwendet, so kann der Leistung-AUS-Zustand zum Zeitpunkt t_1 der Fig. 26(b) erfaßt werden, dagegen erst zum Zeitpunkt t_2 , wenn das tatsächliche Turbinenradwellenmoment T_t' verwendet wird. Man erhält also einen zeitlichen Vorsprung $\Delta t = t_2 - t_1$, wenn man statt des tatsächlichen Drehmoments T_t' das imaginäre Drehmoment T_t verwendet. Dementsprechend kann das freigabeseitige Reibungseingriffselement schneller außer Eingriff gebracht werden, so daß ein Ruck durch Geschwindigkeitsabnahme vermieden werden kann ohne einen Abfall (schraffiertes Gebiet in Fig. 26(c)) des Abtriebswellenmoments.

Zurück zu Fig. 4. Das Getriebesteuergerät bestimmt dann, ob das herzustellende Getriebesteuergebiet, das in Schritt S14 bestimmt wird, sich von dem Ergebnis unterscheidet, das beim vorhergehenden Rechnertakt ermittelt wurde. Liegt kein Unterschied vor, so kehrt das Programm zum Schritt S11 zurück, und der Schritt S11 und die nachfolgenden Schritte werden wiederholt. Falls aber das Getriebesteuergebiet geändert wird, wird im Schritt S17 ein Schaltsignal ausgegeben, das dem in den Schritten S14 und S15 ermittelten Schaltmuster entspricht, worauf das Programm zum Schritt S11 zurückkehrt.

Hydraulische Steuerung für Leistung-EIN-Hinaufschalten

Die Fig. 8—12 sind Ablaufdiagramme der hydraulischen Getriebesteuerung im Leistung-EIN-Hinaufschaltmodus. In den Ablaufdiagrammen sind in der üblichen Weise die Anschlußpunkte zum nächsten Diagramm durch denselben alphanumerischen Code bezeichnet, z. B. in Fig. 8 und 9 A 1, in Fig. 9 und 10 B 0, etc. Fig. 13 zeigt dann die hydraulischen Steuervorgänge für den beispielhaften Fall des Hinaufschaltens aus dem ersten Gang in den zweiten.

Liegt im Schritt S17 ein Schaltsignal vor, und es wird ein Leistung-EIN-Hinaufschalten aus dem ersten Gang

in den zweiten befohlen, so berechnet das Getriebesteuergerät 16 zunächst die jeweiligen anfänglichen Tastverhältnisse D_{U1} und D_{U2} der Magnetventile 47 und 48 (Fig. 3) nach den folgenden Gleichungen (8) und (9) (Schritt S20).

$$D_{U1} = a 4 \times |T_t| + c 4, \quad (8)$$

$$D_{U2} = a 5 \times |T_t| + c 5, \quad (9)$$

Hierbei ist T_t das Turbinenradwellenmoment T_t , für jeden Takt berechnet und gespeichert im Schritt S13 der Fig. 4. Die Werte $a 4$, $c 4$, $a 5$ und $c 5$ sind Konstanten, hier für den Fall des Hinaufschaltens aus dem ersten Gang in den zweiten.

Dann stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des normalerweise offenen Magnetventils 47 auf das im Schritt S20 eingestellte Anfangs-Tastverhältnis D_{U1} ein und liefert ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit dem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird. Daraufhin wird die Kupplung 33 des ersten Gangs, welche ein freigabeseitiges Reibungseingriffselement darstellt, mit einem hydraulischen Anfangsdruck versorgt, der dem anfänglichen Tastverhältnis D_{U1} entspricht, so daß ein (nicht dargestellter) Betätigungs Kolben der Kupplung zurückgezogen wird bis zu einer Stellung kurz vor der Lage, wo die Kupplung 33 anfängt zu schleifen (Schritt S21, Zeit t_1 in Fig. 13 (b)). Unterdessen setzt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{24} des normalerweise geschlossenen Magnetventils 48 auf 100% und liefert ein solches Ausgangssignal, daß das Magnetventil 48 mit dem Tastverhältnis D_{24} betrieben wird. Daraufhin wird ein Kolben der Kupplung 34 für den zweiten Gang, welcher letztere hier als Reibungseingriffselement auf der Zuschaltseite dient, vorgeschoben bis zu einer Lage kurz vor derjenigen, wo die Kupplung 34 beginnt, ein Moment zu übertragen (zum Zeitpunkt t_1 der Fig. 13 (c)), und es wird beim Schritt S22 eine Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S1} (Fig. 13 (c)) in einem Zeitglied eingestellt. Dieses Zeitglied kann ein Bauelement im Getriebesteuergerät 16 sein, oder es kann softwaremäßig realisiert sein und dann ebenfalls beim Programmablauf die Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S1} darstellen. Diese Zeitdauer T_{S1} nimmt einen vorgegebenen Wert an, so daß der Kolben der Kupplung 34 auf der Einschaltseite bis zu der vorgegebenen Stellung kurz vor dem Beginn des Eingriffs vorgeschoben werden kann, wenn die Kupplung 34 während der gesamten Zeitdauer T_{S1} und bei einem Tastverhältnis von 100% also voller Einschaltung, mit dem hydraulischen Arbeitsdruck versorgt wird.

Das Getriebesteuergerät 16 wartet ab, bis eine vorgegebene Zeitdauer t_D , d. h. ein Takt (bei diesem Ausführungsbeispiel: 28,6 ms) zu Ende ist (Schritt S23) und addiert einen vorgegebenen Tastverhältniswert $\Delta D 1$ zum Tastverhältnis D_{LR} , das beim vorhergehenden Takt eingestellt worden war, so daß sich ein neues Tastverhältnis D_{LR} ergibt. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit dem (neuen) Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (Schritt S24). Der addierte vorgegebene Wert $\Delta D 1$ des Tastverhältnisses wird auf einen solchen Wert eingestellt, daß das Tastverhältnis D_{LR} des Magnetventils 47 mit einer vorgegebenen Rate bzw. Geschwindigkeit zunimmt, z. B. mit 4% pro Sekunde, vgl. die Änderung des Tastverhältnisses D_{LR} in Fig. 13 (b) zwischen den Zeitpunkten t_1 und t_2 . Das Getriebesteuergerät 16 bestimmt, ob die anfängliche Druckzufuhrdauer T_{S1} , die im Schritt S22 eingestellt wurde, abgelaufen ist (Schritt

S25). Falls die Zeitdauer T_{S1} nicht abgelaufen ist, geht das Programm zum Schritt S23 zurück, und die Schritte S23, S24 und S25 werden wiederholt.

Wenn die Entscheidung beim Schritt S25 JA ist, d. h. wenn die Kupplung 34 für den zweiten Gang nach Ablauf der anfänglichen Druckzufuhrdauer T_{S1} zu der vorgegebenen Stellung kurz vor der Eingriffsstellung gelangt ist, geht das Programm zum Schritt S27 der Fig. 9. Im Schritt S27 stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis $D24$ des Magnetventils 48 auf einen vorgegebenen (kleinen) Wert $D24_{min}$ und liefert dann ein solches Treibersignal, daß das Magnetventil 48 mit dem Tastverhältnis $D24$ betrieben wird (zum Zeitpunkt $t2$ der Fig. 13(c)). Der vorgegebene Wert $D24_{min}$ ist ein solcher Tastverhältnisswert, daß der hydraulische Arbeitsdruck, welcher der Kupplung 34 für den zweiten Gang über das zweite hydraulische Steuerventil 46 zugeführt wird, auf einem Haltedruck gehalten wird, ohne zu- oder abzunehmen.

Wenn die vorgegebene Zeitdauer t_D für einen Takt zu Ende ist (Schritt S28), addiert das Getriebesteuergerät 16 den vorgegebenen Tastverhältnisswert $\Delta D1$ zum Tastverhältnis D_{LR} des Magnetventils 47, der im vorhergehenden Takt eingestellt worden war, und liefert dadurch ein neues Tastverhältnis D_{LR} , und es addiert einen vorgegebenen Tastverhältnisswert $\Delta D2$ zum Tastverhältnis $D24$ des Magnetventils 47, so daß man ein neues Tastverhältnis $D24$ erhält. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Ausgangssignal, so daß die Magnetventile 47 und 48 mit den neuen Tastverhältnissen D_{LR} bzw. $D24$ betrieben werden (Schritt S30). Der addierte vorgegebene Tastverhältnisswert $\Delta D2$ wird auf einen solchen Wert eingestellt, daß das Tastverhältnis $D24$ des Magnetventils 48 mit einer vorgegebenen Rate bzw. Steigerung zunimmt, z. B. mit 15% pro Sekunde, vgl. die Änderung des Tastverhältnisses $D24$ zwischen den Zeitpunkten $t2$ und $t3$ in Fig. 13(c).

Danach geht das Programm zum Schritt S32, worauf das Programm eine tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nach Gleichung (10) berechnet und den berechneten Wert mit einem vorgegebenen Diskriminantenwert ΔN_{SR1} vergleicht, z. B. 10 min^{-1} . Die Beziehung lautet:

$$N_{SR} = Nt - Ntc1 \quad (10)$$

Hierbei ist $Ntc1$ eine berechnete Turbinenraddrehzahl für den ersten Gang, die man erhält, indem man die Getriebeabtriebsdrehzahl N_0 , die mit Hilfe des N_0 -Sensors 17 erfaßt wurde, mit einer vorgegebenen Zahl multipliziert.

Falls die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} kleiner ist als der vorgegebene Diskriminantenwert ΔN_{SR1} ($N_{SR} < \Delta N_{SR1}$), geht das Programm zum Schritt S28 zurück, worauf das Getriebesteuergerät 16 die Programmschritte S28 bis S32 wiederholt. Auf diese Weise wird also die freigabeseitige Kupplung 33 (für den ersten Gang) allmählich außer Eingriff gebracht, während die einschaltseitige Kupplung 34 (für den zweiten Gang) erst noch in Eingriff kommen muß, obwohl sie allmählich von der vorgegebenen Stellung kurz vor der Startposition für den Eingriff in Richtung Eingriff verschoben wird.

In dieser Situation nimmt die Turbinenraddrehzahl Nt allmählich zu (im letzten Teil des Regelabschnitts A der Fig. 13(a)), während die Kupplung 33 für den ersten Gang außer Eingriff gebracht wird. Folglich wird im Regelabschnitt A (zwischen dem Zeitpunkt $t1$, an dem das Schaltsignal gegeben wird und dem Zeitpunkt $t3$, an

dem erfaßt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} den vorgegebenen Diskriminantenwert ΔN_{SR1} oder mehr erreicht hat) die Kupplung 33 für den ersten Gang allmählich außer Eingriff gebracht, ehe das Reibungsmoment der Kupplung 34 (für den zweiten Gang) erzeugt wird. Durch diesen Vorgang wird die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} in Richtung zu einer vorgegebenen Soll-Schlupffrequenz N_{SO} erhöht, die später erläutert wird. Wenn erfaßt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht kleiner ist als der vorgegebene Diskriminantenwert ΔN_{SR1} ($N_{SR} \geq \Delta N_{SR1}$), geht das Programm zu dem in Fig. 10 dargestellten Schritt S34.

Im Schritt S34 stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis $D24$ des Magnetventils 48 auf der Zugschaltseite auf den Anfangswert D_{U2} ein, der im Schritt S20 berechnet worden war, und liefert ein solches Ausgangssignal, daß das Magnetventil 48 mit diesem Tastverhältnis $D24$ betrieben wird. Gleichzeitig subtrahiert das Getriebesteuergerät 16 einen vorgegebenen Tastverhältnisswert $\Delta D4$, z. B. 2 bis 6%, vom Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47, das im vorhergehenden Takt eingestellt worden war, so daß man ein neues Tastverhältnis D_{LR} erhält. Unter Verwendung des Tastverhältnisses D_{LR} als Anfangswert wird die hydraulische Regelung begonnen in der Weise, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} auf die vorgegebene Soll-Schlupffrequenz N_{SO} geregelt wird (ab Schritt S35). Das Getriebesteuergerät 16 wartet bei Schritt S36 den Ablauf eines Taktes t_D ab und setzt dann das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 für jeden Takt in der folgenden Weise, und liefert ein solches Treibersignal, daß das Magnetventil 47 mit dem vorgegebenen Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (Schritt S38). Es gilt die Beziehung

$$(D_{LR})_n = (D_i)_n + K_{P1} \times e_n + K_{D1}(e_n - e_{n-1}), \quad (11)$$

Hierbei gilt $e_n = N_{SO} - N_{SR}$, d. h. e_n ist die Differenz zwischen der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} und der Soll-Schlupffrequenz N_{SO} für den jetzigen Takt.

Ebenso ist e_{n-1} die Differenz zwischen der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} und der Soll-Schlupffrequenz N_{SO} für den vorhergehenden Takt. K_{P1} und K_{D1} sind eine proportionale bzw. eine differentielle Verstärkung, die jeweils auf vorgegebene Werte eingestellt werden.

$(D_i)_n$ ist ein Integralterm, der wie folgt berechnet wird:

$$(D_i)_n = (D_i)_{n-1} + K_{I1} \times e_n + D_{H1}, \quad (11a)$$

Dabei ist $(D_i)_{n-1}$ ein Integralterm, der im vorhergehenden Takt eingestellt wurde, und K_{I1} ist eine integrale Verstärkung, die auf einen vorgegebenen Wert eingestellt wurde.

D_{H1} ist eine Korrektur des Turbinenradwellenmoments, eingestellt entsprechend einer Variation ΔTt des Turbinenradwellenmoments, das verursacht wurde, wenn das Motormoment durch Beschleunigungsarbeit während des Getriebebegelvorgangs verändert wird. Die Variation ΔTt wird zuerst berechnet, und die sich hieraus ergebende Korrektur D_{H1} wird dann wie folgt berechnet:

$$D_{H1} = a6 \times \Delta Tt, \quad (12)$$

Hierbei wird ΔTt in diesem Leistung-EIN-Gebiet angegeben durch

$$\Delta Tt = (Tt)_n - (Tt)_{n-1}. \quad (13)$$

In einem Leistung-AUS-Gebiet, das später erwähnt wird, gilt für ΔTt

$$\Delta Tt = -(Tt)_n + (Tt)_{n-1}, \quad (14)$$

Hierbei sind $(Tt)_n$ und $(Tt)_{n-1}$ Turbinenradwellenmomente für den jetzigen bzw. den vorhergehenden Takt, die im Schritt S 13 der Figur berechnet und gespeichert werden.

In Gleichung (12) ist a eine Konstante, die zuvor in Übereinstimmung mit dem Schaltmuster eingestellt wurde.

Wie man aus den Gleichungen (11a) und (12) ersieht, schließt der Integralterm $(Dj)_n$ die Tastverhältniskorrektur D_{H1} ein, welche auf der Grundlage der Variation ΔTt des Turbinenradwellenmoments erhalten werden kann. Dementsprechend kann das Tastverhältnis D_{LR} ohne Verzögerung nach einer Änderung des Turbinenradwellenmoments Tt korrigiert werden. Folglich brauchen die erwähnten integralen, proportionalen und differentiellen Verstärkungsfaktoren (also die Verstärkungen der I -, P - und D -Strecken) nicht auf große Werte eingestellt zu werden, so daß eine stabile Regelung bei schneller Befolgung von Fahrerbefehlen und anderen Befehlen erzielt werden kann.

Danach bestimmt das Getriebebesteuergerät 16, ob die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht größer ist als eine (negative) vorgegebene Schlupffrequenz ΔN_{S1} (z. B. -3 bis -7 min $^{-1}$), vgl. Schritt S 40.

Wenn die Schlußfolgerung von Schritt S 40 NEIN ist, geht das Programm zu Schritt S 36 zurück, worauf das Getriebebesteuergerät 16 wiederholt die Schritte S 36 bis S 40 ausführt, bis die tatsächliche Frequenz N_{SR} nicht höher wird als die vorgegebene Frequenz ΔN_{S1} . Daraufhin wird das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 so geregelt, daß die Differenz zwischen der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} und der Soll-Schlupffrequenz N_{SO} reduziert wird, oder daß die Frequenzen N_{SR} und N_{SO} gleich sind. Andererseits wird das Tastverhältnis D_{24} des einschaltseitigen Magnetventils 48 auf dem Wert des anfänglichen Tastverhältnisses D_{U2} konstantgehalten. Infolgedessen wird ein hydraulischer Arbeitsdruck entsprechend dem anfänglichen Tastverhältnis D_{U2} des Magnetventils 48 der Kupplung 34 (für den zweiten Gang) über das zweite hydraulische Steuerventil 46 zugeführt, so daß sich der (nicht dargestellte) Kolben der Kupplung 34 langsam in Richtung Eingriff bewegt. Folglich beginnt die Kupplung 34 damit, zu greifen, so daß auf die Turbinenraddrehzahl Nt ein absenkender Einfluß wirkt.

Da sich jedoch der Motor 10 im Leistung-EIN-Zustand befindet, kann man die Turbinenraddrehzahl Nt an einer Absenkung hindern, indem man das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 auf einen höheren Wert einstellt. Wenn jedoch der Eingriff der eingriffsseitigen Kupplung 34 weitergeht, so daß das Eingriffsmoment der Kupplung 34 den relativ großen Wert des Tastverhältnisses D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 überschreitet, fängt die Turbinenraddrehzahl Nt zu sinken an. Zum Zeitpunkt t_4 der Fig. 13(a) wird die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht höher als die (negative) vorgegebene Schlupffrequenz ΔN_{S1} . Wenn das festgestellt wird (JA bei Schritt S 40), geht das Programm weiter zu Schritt S 42 in Fig. 11. Folglich ist die hydraulische Regelung in einem Regelabschnitt B der Fig. 13 (zwischen den Zeitpunkten t_3 und t_4) beendet.

Falls im Regelabschnitt B ermittelt wird, daß die tat-

sächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht größer ist als die (negative) vorgegebene Schlupffrequenz ΔN_{S1} , wird der Schritt S 42 der Fig. 11 ausgeführt.

Falls im Regelabschnitt A z. B. in zwei aufeinanderfolgenden Programmtakten festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} durch irgend eine Störung auf den Wert der (negativen) vorgegebenen Schlupffrequenz ΔN_{S1} oder niedriger abgesenkt ist, kann die hydraulische Regelung im Regelabschnitt B weggelassen werden. In diesem Fall geht das Programm direkt zum Schritt S 42 der Fig. 11, worauf die hydraulische Regelung in einem Regelabschnitt C beginnt.

In den hydraulischen Regelvorgängen im Regelabschnitt C und den darauffolgenden Regelabschnitten D und E wird das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 so geregelt, daß die Differenz zwischen der Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl Nt und der vorgegebenen Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl so klein wie möglich gemacht wird. Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl Nt allmählich abgesenkt auf eine berechnete Turbinenraddrehzahl Ntc_2 für den zweiten Gang. Das Getriebebesteuergerät 16 stellt zunächst das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 auf ein vorgegebenes Tastverhältnis D_{LRmax} und liefert ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit diesem eingestellten Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (Schritt S 42). Das vorgegebene Tastverhältnis D_{LRmax} wird auf einen solchen Wert eingestellt, daß der hydraulische Arbeitsdruck, der über das erste hydraulische Steuerventil 44 der Kupplung 33 (für den ersten Gang) zugeführt wird, auf einem festen Druck (Haltedruck) gehalten werden kann, und daß der Kolben der Kupplung 33 in einer Lage gehalten werden kann, die der Zeit t_4 der Fig. 13(b) entspricht. Bis danach die Getriebebesteuerung praktisch abgeschlossen ist (zwischen den Zeiten t_4 und t_8 der Fig. 13(b)), wird das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 auf der Höhe des vorgegebenen Tastverhältnisses D_{LRmax} gehalten, das den Haltedruck für die Kupplung 33 (für den ersten Gang) ergibt.

Wenn dann der vorgegebene Zeitabschnitt t_D abgelaufen ist (Schritt S 43), geht das Programm zu Schritt S 44. In S 44 wird die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl Nt wie folgt eingestellt:

$$\omega t_0 = a \cdot 7 \times N_0 + b \cdot 7, \quad (15)$$

Hierbei werden $a \cdot 7$ und $b \cdot 7$ auf vorgegebene Werte (negative Werte) entsprechend den Regelabschnitten C, D und E eingestellt. Im Regelabschnitt C unmittelbar nach dem Beginn des Regelvorgangs, werden die Werte $a \cdot 7$ und $b \cdot 7$ so eingestellt, daß die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl Nt so eingestellt wird, daß die Drehzahl Nt allmählich abnimmt. In dem an den Abschnitt C anschließenden Regelabschnitt D wird die Änderungsrate ωt_0 so eingestellt, daß ihr Absolutwert größer ist als im Abschnitt C. Deshalb nimmt im Abschnitt D diese Drehzahl Nt stärker ab. Im Regelabschnitt E, während dessen der Eingriffsvorgang der Kupplung 34 (für den zweiten Gang) abgeschlossen wird, wird der Absolutwert dieser Änderungsrate wieder reduziert, um die Getriebebesteuerung ruck- und stoßfrei zu machen, vgl. die Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Turbinenraddrehzahl Nt in Fig. 13(a).

Dann berechnet das Getriebebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 und stellt diesen neuen Wert ein. Dies geschieht mit der

Gleichung (16), wobei das Tastverhältnis verwendet wird, das als Anfangswert zum Zeitpunkt t_4 erhalten wurde, wenn festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} auf den Wert der (negativen) vorgegebenen Schlupffrequenz ΔN_{S1} oder darunter gefallen ist. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem vorgegebenen Tastverhältnis D_{24} betrieben wird (Schritt S_{46}). Die Beziehung lautet:

$$(D_{24})_n = (D_i)_n + K_{P2} \times E_n + K_{D2}(E_n - E_{n-1}), \quad (16)$$

Hierbei ist E_n die Differenz ($E_n = \omega_{to} - \omega_t$) zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ω_t der Turbinenraddrehzahl N_t und dem Sollwert ω_{to} der Turbinenraddrehzahl für den jetzigen Takt, die im Schritt S_{44} eingestellt wurde. Ausgehend von den tatsächlichen Turbinenraddrehzahlen $(N_t)_n$ und $(N_t)_{n-1}$ für den jetzigen und den vorhergehenden Takt des Programms erhält man die tatsächliche Änderungsrate ω_t wie folgt:

$$(\omega_t)_n = (N_t)_n - (N_t)_{n-1}. \quad (17)$$

E_{n-1} ist die Differenz zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ω_t der Turbinenraddrehzahl und der Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl für den vorhergehenden Programmtakt. K_{P2} und K_{D2} sind ein Proportional-Verstärkungsfaktor bzw. ein Differential-Verstärkungsfaktor, welche jeweils auf ihre vorgegebenen Werte eingestellt werden. $(D_i)_n$ ist ein Integralterm, der wie folgt berechnet wird:

$$(D_i)_n = (D_i)_{n-1} + K_{I2} \times E_n + D_{H1} + D_{H2}. \quad (18)$$

Hierbei ist $(D_i)_{n-1}$ ein Integralterm, der im vorhergehenden Programmtakt eingestellt wurde, und K_{I2} ist ein Integral-Verstärkerfaktor, der ebenfalls auf einen vorgegebenen Wert eingestellt wird.

D_{H1} ist eine Korrektur des Turbinenradwellenmoments, eingestellt entsprechend einer Variation ΔT_t des Turbinenradwellenmoments, die verursacht wird, wenn während des Getriebesteuer- und regelvorgangs das Motorrehmoment T_e durch Beschleunigungsarbeit geändert wird. Die Korrektur D_{H1} erhält man nach den Gleichungen (12) bis (14).

D_{H2} ist ein korrigiertes Tastverhältnis für die Änderung der Soll-Änderungsrate der Turbinenraddrehzahl, die nur verwendet wird, wenn sich der Regelabschnitt von C nach D , oder von D nach E , ändert. Diesen Wert erhält man wie folgt:

$$D_{H2} = \alpha \times \Delta \omega_{to}, \quad (19)$$

$$\Delta \omega_{to} = (\omega_{to})_n - (\omega_{to})_{n-1}, \quad (20)$$

Hierbei ist $(\omega_{to})_n$ eine Soll-Änderungsrate für die Turbinenraddrehzahl, die für den jetzigen Programmtakt und die nachfolgenden Programmtakte verwendet werden soll, und $(\omega_{to})_{n-1}$ ist eine Soll-Änderungsrate für die Turbinenraddrehzahl, die bislang in den vorhergehenden Programmtakten verwendet wurde. In Gleichung (19) ist ferner α eine Konstante, die entsprechend dem Schaltmuster eingestellt wird.

Ebenso wie der Integralterm des Tastverhältnisses D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47, der im Regelabschnitt B berechnet wurde, wird der Integralterm $(D_i)_n$ des Tastverhältnisses D_{24} , der für jeden Programmtakt berechnet wird, auf der Basis des Tastverhältnis-Korrekturwerts D_{H1} korrigiert, d. h. auf Grund

der Variation ΔT_t des Turbinenradwellenmoments. Wird der Regelabschnitt geändert, so wird der Integralterm $(D_i)_n$ korrigiert entsprechend der Variation $\Delta \omega_{to}$ der Soll-Änderungsrate der Turbinenraddrehzahl. Dem entsprechend kann das Tastverhältnis D_{24} ohne Verzögerung direkt nach Änderungen des Turbinenradwellenmoments und der Soll-Änderungsrate der Turbinenraddrehzahl korrigiert werden. Folglich brauchen die erwähnten Integral-, Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren für die Regelung nicht auf hohe Werte eingestellt zu werden, so daß eine stabile, von Pendelungen freie Regelung mit guter Befolgung der Regelbefehle erzielt wird.

Nach der Berechnung des Tastverhältnisses D_{24} und dem Abgeben des Treibersignals in Schritt S_{46} geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt S_{48} und stellt fest, ob die Turbinenraddrehzahl N_t einen vorgegebenen Wert $N_{tc} 20$ erreicht hat, der um $\Delta N_{tc} 2$, z. B. 80 bis 120 min^{-1} , höher ist als die berechnete Turbinenraddrehzahl $N_{tc} 2$ für den zweiten Gang. Falls das Ergebnis bei Schritt S_{48} NEIN ist, geht das Programm zum Schritt S_{43} zurück, und die Arbeitsgänge der Schritte S_{43} bis S_{48} werden wiederholt.

Zum Zeitpunkt unmittelbar nach Beginn des Regelabschnitts C hat der Eingriff der eingriffsseitigen Kupplung 34 eben erst begonnen. Deshalb kann der Ruck oder Stoß der Getriebesteuerung zu Beginn des Eingriffs vermieden werden, indem man die Turbinenraddrehzahl N_t mit der erwähnten Soll-Änderungsrate ω_{to} reduziert. Ist die Turbinenraddrehzahl reduziert auf einen Wert, der gleich der Getriebeabtriebsdrehzahl N_o , multipliziert mit einem vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 2,8) ist, so schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt C verlassen wurde und der Regelabschnitt D beginnt, und ändert den Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_{to} in Schritt S_{44} in einen größeren Wert (zum Zeitpunkt t_5 der Fig. 13(a)).

Wenn der Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl erhöht wird, wird das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf einen Wert eingestellt (während der Zeit zwischen den Zeitpunkten t_5 und t_6 der Fig. 13(c)), der größer ist als derjenige im Regelabschnitt C . Folglich wird die Turbinenraddrehzahl N_t schnell und im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ω_{to} heruntergefahren. Je größer der Absolutwert des Sollwerts ω_{to} ist, umso höher ist die Ansprechgeschwindigkeit der Getriebesteuerung.

Wenn danach die Turbinendrehzahl N_t weiter auf einen Wert gefallen ist, der gleich dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl N_o und einem anderen vorgegebenen Koeffizienten ist (z. B. 2,2), d. h. wenn sich der Kolben der Kupplung 34 (zweiter Gang) allmählich der Eingriffs-Endstellung nähert, schließt das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt D verlassen wurde und der Regelabschnitt E beginnt und ändert in Schritt S_{44} den Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl N_t auf einen Wert, der kleiner ist als der Wert, der im Regelabschnitt D eingestellt war. Dies geschieht zum Zeitpunkt t_6 der Fig. 13(a).

Wenn der Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl auf einen kleineren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis D_{24} des einschaltseitigen Magnetventils 48 (während der Zeit zwischen den Zeitpunkten t_6 und t_7 der Fig. 13(c)) auf einen Wert eingestellt, der kleiner ist als der Wert, der im Regelabschnitt D eingestellt worden war. Folglich wird die Turbinenraddrehzahl N_t langsam abgesenkt, und

zwar im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ω_0 . Infolgedessen kommt die freigabeseitige Kupplung 33 völlig außer Eingriff, so daß ein Ruck oder Stoß zu dem Zeitpunkt vermieden werden kann, wenn der Eingriff der Kupplung 34 auf der Eingriffsseite beendet ist.

Falls die Entscheidung bei Schritt S 48 JA lautet, d. h. wenn die Turbinenradrehzahl N_t das Niveau der vorgeschobenen Drehzahl $N_{tc} 20$ erreicht (zum Zeitpunkt $t 7$ der Fig. 13(c)), das höher ist als die berechnete Turbinenradrehzahl $N_{tc} 2$ für den zweiten Gang, setzt das Getriebesteuergerät 16 eine vorgegebene Zeitdauer T_{SF} (z. B. von 0,5 s) im erwähnten Zeitglied (Schritt S 50 der Fig. 12) und wartet, bis diese Zeitdauer T_{SF} abgelaufen ist (Schritt S 51). Hierdurch kann das Getriebesteuergerät 16 sicher den Eingriff der eingriffsseitigen Kupplung 34 abschließen.

Wenn die vorgegebene Zeitdauer T_{SF} zu Ende ist, so daß die Entscheidung beim Schritt S 51 JA lautet, so setzt das Getriebesteuergerät 16 die Tastverhältnisse D_{LR} und $D 24$ des freigabeseitigen Magnetventils 47 und des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf 100%, vgl. Schritt S 52, und liefert entsprechende Treibersignale, so daß die Magnetventile 47 und 48 mit diesen neuen Tastverhältnissen D_{LR} und $D 24$ betrieben werden (zum Zeitpunkt $t 8$ der Fig. 13(b) und 13(c)). Damit ist die hydraulische Getriebesteuerung für das Leistung-EIN-Hinaufschalten vom ersten in den zweiten Gang abgeschlossen.

Hydraulische Steuerung für Leistung-EIN-Herunterschalten

Die Fig. 14—16 zeigen Ablaufdiagramme der hydraulischen Getriebesteuerung für einen Leistung-EIN-Herunterschaltmodus. Unter Bezugnahme auf Fig. 17 werden die Vorgänge der hydraulischen Steuerung und Regelung in Verbindung mit dem Herunterschaltvorgang vom zweiten Gang in den ersten beispielhaft beschrieben.

Wenn ein Schaltsignal für einen Leistung-EIN-Herunterschaltvorgang vom zweiten in den ersten Gang vorliegt, berechnet das Getriebesteuergerät 16 zuerst die jeweiligen Anfangs-Tastverhältnisse D_{d1} und D_{d2} der Magnetventile 47 und 48 nach den folgenden Gleichungen (21) und (22), welche den Gleichungen (8) bzw. (9) ähnlich sind (Schritt S 60).

$$D_{d1} = a 8 \times |Tt| + c 8, \quad (21)$$

$$D_{d2} = a 9 \times |Tt| + c 9, \quad (22)$$

Hierbei sind $a 8$, $c 8$, $a 9$ und $c 9$ Konstanten für den Herunterschaltvorgang vom zweiten in den ersten Gang.

Dann stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis $D 24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 in Schritt S 60 auf das Anfangs-Tastverhältnis D_{d1} ein und liefert ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem Tastverhältnis $D 24$ betrieben wird. Daraufhin wird die Kupplung 34 für den zweiten Gang, welche als freigabeseitiges Reibungseingriffselement dient, mit einem Anfangs-Öldruck versorgt, welcher dem anfänglichen Tastverhältnis D_{d1} entspricht, so daß der (nicht dargestellte) Kolben der Kupplung 34 in eine Stellung zurückgezogen wird, die kurz vor derjenigen liegt, bei der die Kupplung 34 schleift (Schritt S 62; Zeit $t 10$ von Fig. 17(b)). Unterdessen setzt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 auf 0% und liefert ein Ausgangs-

signal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit diesem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird.

Auf diese Weise ist das normalerweise offene Magnetventil 47 voll geöffnet. Daraufhin wird der Kolben der Kupplung 33 für den ersten Gang, welche Kupplung als zuschaltseitiges Reibungseingriffselement dient, in Richtung zu einer Stellung verschoben, die kurz vor derjenigen liegt, bei der die Kupplung 33 einzugreifen beginnt (zum Zeitpunkt $t 10$ der Fig. 17(c)), und eine Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S2} wird im Zeitglied eingestellt (Schritt S 64). Falls das normalerweise offene Magnetventil 47 während der gesamten Zeitdauer T_{S2} mit einem Tastverhältnis von 0% betrieben wird, um die zuschaltseitige Kupplung 33 mit einem entsprechenden hydraulischen Arbeitsdruck zu versorgen, wird der Kolben der Kupplung 33 zu der vorgegebenen Stellung kurz vor derjenigen, bei der der Eingriff beginnt, vorgeschoben.

Das Getriebesteuergerät 16 bestimmt, ob die anfängliche Druckzufuhr-Zeitdauer T_{S2} , die in Schritt S 64 eingestellt wurde, vorbei ist (Schritt S 66). Falls diese Zeitdauer T_{S2} noch nicht vorbei ist, wartet das Getriebesteuergerät 16, bis diese Zeitdauer T_{S2} zu Ende ist und führt wiederholt den Arbeitsgang des Schrittes S 66 durch.

Falls das Ergebnis beim Schritt S 66 JA ist, d. h. wenn die Kupplung 33 für den ersten Gang nach Abschluß der anfänglichen Druckzufuhr-Zeitdauer T_{S2} zur vorgegebenen Stellung kurz vor der Eingriffsstellung vorgebracht ist, geht das Programm zum Schritt S 68 der Fig. 15. Im Schritt S 68 stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des verbindungsseitigen Magnetventils 47 auf den vorgegebenen Wert D_{LRmax} für den Halte-Druck ein und liefert dann ein Treibersignal in der Weise, daß das Ventil 47 mit diesem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (zum Zeitpunkt $t 11$ der Fig. 17(c)). Das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 wird auf dem Niveau des vorgegebenen Tastverhältnisses D_{LRmax} für den Halte-Druck an der Kupplung 33 für den ersten Gang gehalten, bis die Turbinenradrehzahl N_t danach die berechnete Turbinenradrehzahl $N_{tc} 1$ für den ersten Gang erreicht (während der Zeitdauer zwischen den Zeitpunkten $t 11$ und $t 15$ der Fig. 17(a)).

Unterdessen verschiebt sich der Kolben der freigabeseitigen Kupplung 34 allmählich in Richtung dahin, außer Eingriff zu kommen und reduziert dadurch das Reibungsmoment der Kupplung 34, so daß die Turbinenradrehzahl N_t allmählich zuzunehmen beginnt. Dann bestimmt das Getriebesteuergerät 16, ob die Turbinenradrehzahl N_t über einen ersten vorgegebenen Diskriminierungswert hinaus zugenommen hat (z. B. $1,5 \times N_0$) (Schritt S 70). Falls der Diskriminierungswert (z. B. $1,5 \times N_0$) nicht überschritten ist, wartet das Getriebesteuergerät 16, bis der vorgegebene Drehzahlwert überschritten wird und wiederholt den Diskriminierungsschritt S 70.

Falls die Turbinenradrehzahl N_t diese Drehzahl (z. B. $1,5 \times N_0$) überschreitet (zum Zeitpunkt $t 12$ der Fig. 17(a)), dann zeigt dies an, daß die hydraulische Getriebesteuerung im Regelabschnitt A der Fig. 17 beendet ist und daß man sich nun in einem Regelabschnitt B befindet. Im Schritt S 71 anschließend an den Schritt S 70 wartet das Getriebesteuergerät 16, bis ein Programmtakt zu Ende ist. Danach beginnt das Getriebesteuergerät 16 einen hydraulischen Steuervorgang in der Weise, daß die Turbinenradrehzahl N_t in Richtung zur berechneten Turbinenradrehzahl $N_{tc} 1$ für den ersten Gang erhöht wird, wobei die Änderungsrate ωt der

Turbinenraddrehzahl geregelt wird. So wird bei den hydraulischen Regelvorgängen im Regelabschnitt *B* und in den darauffolgenden Regelabschnitten *C* und *D* das Tastverhältnis *D* 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 so geregelt, daß es einen Wert annimmt, daß die Differenz zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ωt und der vorgegebenen Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl möglichst klein wird. Auch wird die Turbinenraddrehzahl *Nt* allmählich in Richtung zum Niveau der berechneten Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang erhöht.

Im Schritt *S* 72 stellt das Getriebesteuergerät 16 zunächst die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl wie folgt ein:

$$\omega t_0 = a \cdot 10 \times N_0 + b \cdot 10, \quad (23)$$

Hierbei sind *a* 10 und *b* 10 Konstanten, welche auf vorgegebene Werte (positive Werte) entsprechend den Regelabschnitten *B*, *C* und *D* eingestellt werden. Im Regelabschnitt *B* unmittelbar nach dem Beginn der Regelung werden die Werte *a* 10 und *b* 10 so eingestellt, daß die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl auf einen Wert eingestellt wird, damit die Turbinenraddrehzahl *Nt* allmählich zunimmt. Im Regelabschnitt *C* anschließend an den Regelabschnitt *B* wird die Änderungsrate auf einen größeren Wert eingestellt als im Abschnitt *B*. Deshalb nimmt im Abschnitt *C* die Turbinenraddrehzahl *Nt* stärker zu. Im Regelabschnitt *D*, währenddessen die Turbinenraddrehzahl *Nt* sich der berechneten Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang nähert, wird die Änderungsrate wieder reduziert, um ein Hinausschießen der Turbinenraddrehzahl *Nt* über den gewünschten Wert zu verhindern (vgl. den zeitlichen Verlauf der Turbinenraddrehzahl *Nt* der Fig. 17(a)).

Dann berechnet das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis *D* 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 und setzt es auf diesen Wert, und zwar nach denselben Gleichungen wie den Gleichungen (16) und (18); das errechnete Tastverhältnis wird als Anfangswert zum Zeitpunkt *t* 12 verwendet, wenn die Turbinenraddrehzahl *Nt* die angegebene Drehzahl überschreitet (z. B. $1,5 \times N_0$). Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem eingestellten Tastverhältnis *D* 24 betrieben wird (Schritt *S* 74). Die Integral-, Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren K_{I2} , K_{P2} und K_{D2} in den Gleichungen (16) und (18) werden auf ihre jeweiligen optimalen Werte für das Schaltmuster des Leistung-EIN-Herunterschaltmodus eingestellt.

Nach der Berechnung des Tastverhältnisses *D* 24 und der Lieferung des Treibersignals im Schritt *S* 74 geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt *S* 76 und bestimmt, ob die Turbinenraddrehzahl *Nt* den Wert der berechneten Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang erreicht hat. Falls die Schlußfolgerung beim Schritt *S* 76 NEIN ist, geht das Programm zum Schritt *S* 71 zurück, und die Schritte *S* 71 bis *S* 76 werden wiederholt.

Zu diesem Zeitpunkt unmittelbar nachdem der Regelabschnitt *B* begonnen hat, wird die Freigabe der freigabeseitigen Kupplung 34 eben begonnen. Unter Freigabe ist hierbei zu verstehen, daß diese Kupplung außer Eingriff gebracht wird. Deshalb kann ein Überspringen der Turbinenraddrehzahl *Nt* vermieden werden, indem man diese Drehzahl mit der bereits erwähnten Soll-Änderungsrate ωt_0 erhöht. Ist die Turbinenraddrehzahl *Nt*

bis zu einem Wert erhöht, der gleich dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl *N*₀ und einem vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 1,7) ist, so kommt das Getriebesteuergerät 16 zum Schluß, daß der Regelabschnitt *B* verlassen wurde und man sich im Regelabschnitt *C* befindet, und ändert die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl im Schritt *S* 72 in einen größeren Wert (zum Zeitpunkt *t* 13 der Fig. 17(a)).

Wenn diese Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl zu einem größeren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis *D* 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 auf einen kleineren Wert angepaßt als den Wert, der im Regelabschnitt *B* eingestellt war. Diese Anpassung erfolgt während des Zeitabschnitts zwischen den Zeitpunkten *t* 13 und *t* 14 der Fig. 17(b). Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl *Nt* schnell und im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ωt_0 erhöht. Je höher hierbei die Soll-Änderungsrate ωt_0 ist, umso höher ist die Ansprechgeschwindigkeit der Getriebesteuerung.

Wenn danach die Turbinenraddrehzahl *Nt* weiter auf einen Wert zugenommen hat, der gleich dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl *N*₀ und einem anderen vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 2,4) ist, d. h. wenn die Kupplung 34 für den zweiten Gang allmählich außer Eingriff kommt, so daß die Turbinenraddrehzahl *Nt* sich allmählich der berechneten Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang nähert, schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt *C* verlassen wurde und der Regelabschnitt *D* beginnt und ändert die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl im Schritt *S* 72 in einen Wert, der kleiner ist als der Wert, der im Regelabschnitt *C* eingestellt worden war. Dies geschieht zum Zeitpunkt *t* 14 der Fig. 17(a). Wenn die Soll-Änderungsrate ωt_0 der Turbinenraddrehzahl zum kleineren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis *D* 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 eingestellt (während der Zeitdauer zwischen den Zeitpunkten *t* 14 und *t* 15 der Fig. 17(b)) auf einen Wert, der größer ist als der Wert, der im Regelabschnitt *C* eingestellt worden war. So wird die Turbinenraddrehzahl *Nt* langsam und im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ωt_0 erhöht, und dadurch kann verhindert werden, daß diese Drehzahl wesentlich über die berechnete Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang hinauschießt.

Falls das Ergebnis des Schrittes *S* 76 der Fig. 15 JA ist und ermittelt wird, daß die Turbinenraddrehzahl *Nt* dieselbe Höhe hat wie die berechnete Turbinenraddrehzahl *Ntc* 1 für den ersten Gang (zum Zeitpunkt *t* 15 der Fig. 17(a)), wird der hydraulische Regelvorgang im Regelabschnitt *D* abgeschlossen und ein hydraulischer Regelvorgang in einem Regelabschnitt *E* beginnt. Im hydraulischen Regelvorgang im Regelabschnitt *E* wird das Tastverhältnis *D* 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 geregelt, so daß der Unterschied zwischen der Ist-Schlupffrequenz *N*_{SR} und der Soll-Schlupffrequenz *N*_{SO} (z. B. 20 min⁻¹) so klein wie möglich gemacht wird, und unterdessen wird der Eingriff der Kupplung 33 für den ersten Gang auf der Zuschaltseite allmählich erhöht. Somit stellt im Schritt *S* 78 (Fig. 16) das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis *D*_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 auf das anfängliche Tastverhältnis *D*_{A7} ein, welches, in Schritt *S* 60 eingestellt, kleiner ist als das Tastverhältnis *D*_{LRmax} und liefert ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit dem neuen Tastverhältnis *D*_{LR} betrieben wird, nämlich zum Zeitpunkt *t* 15 der Fig. 17(c). Darauf beginnt der Kolben der Kupplung 33 für den ersten Gang, also auf der Zuschaltseite, sich

allmählich in Richtung zur Eingriffsseite zu bewegen.

Danach wartet das Getriebesteuergerät 16, bis die vorgegebene Zeitdauer t_D im Schritt S79 zu Ende ist und berechnet dann das Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 für jeden Programmtakt nach den folgenden Gleichungen (24) und (24a), welche ähnlich sind wie die Gleichungen (11) bzw. (11a) und liefert ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem Tastverhältnis $D24$ betrieben wird (Schritt S80). Diese Beziehungen lauten:

$$(D24)_n = (Dj)_n + K_{P1} \times e_n + K_{D1} (e_n - e_{n-1}), \quad (24)$$

$$(Dj)_n = (Dj)_{n-1} + K_{I1} \times e_n + D_{H1}, \quad (24a)$$

Hierbei ist $(Dj)_{n-1}$ ein Integralterm, der im vorhergehenden Programmtakt eingestellt wurde. Als Anfangswert wird ein Tastverhältnis verwendet, das unmittelbar vor dem Zeitpunkt t_{15} eingestellt wurde, wenn festgestellt wird, daß die berechnete Turbinenradrehzahl N_{tc1} für den ersten Gang von der tatsächlichen Turbinenradrehzahl Nt übertroffen wird. K_{I1} , K_{P1} und K_{D1} sind Integral-, Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren, welche auf ihre jeweiligen optimalen Werte für den Leistung-EIN-Herabschaltmodus eingestellt werden. In der Gleichung (25) ist e_n die Differenz ($e_n = N_{SO} - N_{SR}$) zwischen dem Istwert der Schlupffrequenz N_{SR} und dem Sollwert der Schlupffrequenz N_{SO} für den jetzigen Programmtakt, und e_{n-1} ist die Differenz zwischen dem Istwert der Schlupffrequenz N_{SR} und dem Sollwert der Schlupffrequenz N_{SO} für den vorhergehenden Programmtakt.

D_{H1} ist ein Korrekturwert für das Turbinenradwellenmoment, der eingestellt wird entsprechend einer Variation ΔT_t des Turbinenradwellenmoments, die verursacht wird, wenn das Motordrehmoment T_e während des Getriebesteuervorgangs durch Beschleunigungsarbeit verändert wird. Der Wert D_{H1} wird berechnet nach den Gleichungen (12) bis (14).

Dann bestimmt in den Schritten S82 bis S85 (Fig. 16) das Getriebesteuergerät 16, ob in zwei aufeinanderfolgenden Programmtakten festgestellt wird, daß der Absolutwert der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} kleiner ist als ein vorgegebener Wert (z. B. 5 min^{-1}). Im Schritt S82 bestimmt das Getriebesteuergerät 16, ob der Absolutwert der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} kleiner ist als der vorgegebene Wert (5 min^{-1}). Falls das Ergebnis von Schritt S82 NEIN ist, setzt das Getriebesteuergerät 16 einen Kennzeichenwert FLG auf Null zurück (Schritt S83). (FLG ist die Abkürzung für flag, einer Bezeichnung, die in der Datentechnik geläufig ist und deren deutsche Übersetzung "Kennzeichen" lautet. Im folgenden wird hierfür der Ausdruck flag verwendet.) Daraufhin kehrt das Programm zum Schritt S79 zurück, und die Schritte S79 bis S82 werden wiederholt. Falls das Reibungsmoment der zuschaltseitigen Kupplung 33 klein ist, und so lange die Reduzierung des Reibungsmoments der abschaltseitigen Kupplung 34, d. h. der Grad ihres Außer-Eingriff-Kommens, durch die Regelung größer gemacht wird als die Zunahme des Reibungsmoments der Kupplung 33, so daß das Drehmoment zur Erhöhung der Turbinenradrehzahl Nt mit Hilfe des Motors 10 in dessen leistungsabgebendem Zustand überwiegt, kann die Turbinenradrehzahl Nt auf einem höheren Wert gehalten werden als die berechnete Turbinenradrehzahl N_{tc1} für den ersten Gang, und zwar um die Soll-Schlupffrequenz N_{SO} höher. Wenn jedoch das Reibungsmoment der zuschaltseitigen Kupplung 33 höher wird, sinkt die Turbinenradrehzahl Nt allmäh-

lich, so daß man beim Schritt S82 das Ergebnis JA erhält, worauf der Programmschritt S84 ausgeführt wird.

Im Schritt S84 bestimmt das Getriebesteuergerät 16, ob der Kennzeichenwert FLG gleich 1 ist. Wenn die Turbinenradrehzahl Nt sinkt, so daß das Ergebnis des Schrittes S82 zum ersten Mal JA wird, ist das Ergebnis von Schritt S84 NEIN. In diesem Fall wird der Kennzeichen- oder flag-Wert FLG im Schritt S85 auf 1 gestellt, worauf das Programm zum Schritt S79 zurückgeht und die Schritte S79 und S80 ausgeführt werden. Falls zweimal, für zwei aufeinanderfolgende Programmtakte, wiederum im Schritt S82 festgestellt wird, daß der Absolutwert der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} kleiner als der vorgegebene Wert (5 min^{-1}) ist, nämlich zum Zeitpunkt t_{16} der Fig. 17(a), ist das Ergebnis des Schrittes S84 JA. In diesem Fall ist die hydraulische Regelung im Regelabschnitt E zu Ende, und der Vorgang des Schrittes S87 wird ausgeführt.

Im Schritt S87 setzt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 und das Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 auf Null %, liefert also beiden Ventilen 47 und 48 kein Treibersignal. Damit sind die Freigabe der Kupplung 34 für den zweiten Gang und der Eingriff der Kupplung 33 für den ersten Gang beendet, und die hydraulische Getriebesteuerung für das Leistung-EIN-Herunterschalten vom zweiten in den ersten Gang ist abgeschlossen.

Hydraulische Steuerung für das Leistung-AUS-Heraufschalten

Die Fig. 18–20 sind Ablaufdiagramme, welche Vorgänge bei der hydraulischen Getriebesteuerung für einen Leistung-AUS-Hinaufschaltmodus zeigen. Unter Bezugnahme auf Fig. 21 werden die hydraulischen Regelvorgänge in Verbindung mit dem Hinaufschalten vom ersten in den zweiten Gang als Beispiel beschrieben.

Bei der Ankunft eines Schaltsignals für ein Leistung-AUS-Hinaufschalten vom ersten in den zweiten Gang berechnet das Getriebesteuergerät 16 zunächst das Anfangs-Tastverhältnis D_{U2} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 nach Gleichung (9) (Schritt S90 in Fig. 18).

Dann stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des freigabeseitigen Magnetventils 47 auf das vorgegebene Tastverhältnis D_{LRmax} für den Halte-Druck und liefert ein solches Ausgangssignal, daß das Magnetventil 47 mit diesem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird. Danach wird der (nicht dargestellte) Kolben der Kupplung 33 für den ersten Gang, welche Kupplung als freigabeseitiges Reibungseingriffselement dient, in Richtung zu einer Standby-Stellung zurückgezogen, in welcher die Kupplung 33 vollständig schleift und der Eingriff sogleich wieder hergestellt werden kann (Schritt S92; Zeitpunkt t_{21} in Fig. 21(b)). Wenn sich der Motor 10 in einem Leistung-AUS-Betriebszustand befindet, gibt es keine Möglichkeit, daß die Turbinenradrehzahl Nt über den gewünschten Wert hinaufschießt, selbst wenn die freigabeseitige Kupplung 33 unmittelbar nach der Ankunft des Schaltsignals außer Eingriff gebracht wird. Im Gegenteil: Ein Stoß oder Ruck durch die Getriebesteuerung könnte möglicherweise verursacht werden, wenn nicht die Kupplung 33 ohne Verzögerung außer Eingriff gebracht wird. Unterdessen setzt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis $D24$ des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf 100% und liefert ein solches Ausgangssignal, daß das Magnetventil 48 mit

diesem neuen Tastverhältnis D_{24} betrieben wird, also mit einem Treibersignal, welches das Magnetventil 48 voll öffnet. Daraufhin wird ein Kolben der Kupplung 34 für den zweiten Gang, welche Kupplung als zuschaltseitiges Reibungseingriffselement dient, in Richtung zu einer Stellung verschoben, die kurz vor derjenigen liegt, bei der die Kupplung 34 zu greifen beginnt (zum Zeitpunkt t_{21} der Fig. 21(c)), und im Zeitglied wird die Anfangs-Druckzufuhrzeitdauer T_{S1} eingestellt (Schritt S93).

Im Schritt S95 stellt das Getriebesteuergerät 16 fest, ob die Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S1} , die im Schritt S93 eingestellt worden war, vorüber ist. Falls diese Zeitdauer T_{S1} noch nicht abgelaufen ist, wird der Schritt S95 wiederholt, bis die Zeitdauer T_{S1} abgelaufen ist.

Falls das Ergebnis des Schrittes S95 JA ist, d. h. wenn die Kupplung 34 für den zweiten Gang nach Ablauf der Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S1} bis zur vorgegebenen Stellung kurz vor der Eingriffsstellung vorgerückt ist, geht das Programm zum Schritt S96. In diesem Schritt stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf das anfängliche Tastverhältnis D_{U2} ein, das im Schritt S90 berechnet worden war und liefert dann ein Treibersignal in der Weise, daß das Ventil 48 mit diesem Tastverhältnis D_{24} betrieben wird (zum Zeitpunkt t_{22} der Fig. 21(c)). Wenn die vorgegebene Zeitdauer t_D für einen Programmtakt zu Ende ist (Schritt S98), addiert das Getriebesteuergerät 16 einen vorgegebenen Tastverhältnismultiplikator ΔD_5 zum Tastverhältnis D_{24} des Magnetventils 48, welches Tastverhältnis im vorhergehenden Programmtakt eingestellt worden war und liefert dadurch ein neues Tastverhältnis D_{24} und liefert ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem neuen Tastverhältnis D_{24} betrieben wird (Schritt S99). Der addierte vorgegebene Tastverhältnismultiplikator ΔD_5 wird auf einen Wert eingestellt in der Weise, daß das Tastverhältnis D_{24} des Magnetventils 48 mit einer vorgegebenen Rate oder Steigung zunimmt, z. B. mit 14 bis 17% pro Sekunde, vgl. die Änderung des Tastverhältnisses D_{24} vom Zeitpunkt t_{22} zum Zeitpunkt t_{23} in Fig. 21(c).

Danach geht das Programm zum Schritt S100, worauf das Getriebesteuergerät 16 die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nach der Gleichung (10) berechnet und den errechneten Wert mit einem (negativen) vorgegebenen Diskriminantenwert ΔN_{SR2} (z. B. -8 bis -12 min^{-1}) vergleicht.

Falls die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} größer ist als der vorgegebene Diskriminantenwert ΔN_{SR2} ($N_{SR} > \Delta N_{SR2}$), geht das Programm zum Schritt S98 zurück, worauf das Getriebesteuergerät 16 die Schritte S98 bis S100 wiederholt und dadurch allmählich das Tastverhältnis D_{24} des Magnetventils 48 erhöht. Auf diese Weise beginnt die zuschaltseitige Kupplung 34 zu greifen, so daß ihr Reibungsmoment allmählich zunimmt. Daraufhin nimmt die Turbinenraddrehzahl N_t allmählich ab, so daß das Ergebnis beim Schritt S100 JA wird. Dann geht das Programm zum Schritt S102 der Fig. 19, worauf die hydraulische Regelung im Regelabschnitt A beendet ist und die hydraulische Regelung im Regelabschnitt B beginnt.

Bei den hydraulischen Regelvorgängen im Regelabschnitt B und den auf ihn folgenden Regelabschnitten C und D wird das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 so geregelt, daß die Differenz zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ω_t der Turbinenraddrehzahl und der Soll-Änderungsrate ω_{to} der

Turbinenraddrehzahl so klein wie möglich gemacht wird. Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl N_t allmählich in Richtung zur berechneten Turbinenraddrehzahl $N_{tc} 2$ für den zweiten Gang abgesenkt.

Nachdem das Programm im Schritt S102 abgewartet hat, bis ein Programmtakt mit der vorgegebenen Zeitdauer t_D zu Ende ist, setzt das Programm zunächst die Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl auf vorgegebene, gespeicherte Werte, entsprechend den Regelabschnitten B, C und D. Im Regelabschnitt B unmittelbar nach dem Beginn des Regelvorgangs wird die Soll-Änderungsrate ω_{to} der Turbinenraddrehzahl auf einen derartigen Wert eingestellt, daß die Turbinenraddrehzahl N_t allmählich sinkt. Im Regelabschnitt C, der dem Regelabschnitt B folgt, wird die Änderungsrate ω_{to} so eingestellt, daß ihr Absolutwert größer ist als im Regelabschnitt B. Deshalb nimmt im Regelabschnitt C die Turbinenraddrehzahl N_t stärker ab. Im Regelabschnitt D, während dessen der Eingriff der Kupplung 34 für den zweiten Gang im wesentlichen zum Abschluß kommt, so daß sich die Turbinenraddrehzahl N_t der berechneten Turbinenraddrehzahl $N_{tc} 2$ für den zweiten Gang annähert, wird der Absolutwert der Änderungsrate wieder reduziert, um einen Ruck oder Stoß bei der Getriebesteuerung zu vermeiden, vgl. die zeitliche Änderung der Turbinenraddrehzahl N_t in Fig. 21(a).

Dann berechnet das Getriebesteuergerät 16 nach den Gleichungen (16) und (18) das Tastverhältnis des zuschaltseitigen Magnetventils 48 und stellt dieses entsprechend ein, wobei das Tastverhältnis verwendet wird, das man, als Anfangswert, zum Zeitpunkt t_{23} erhalten hat, wenn festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} auf den Wert der (negativen) vorgegebenen Schlupffrequenz ΔN_{S2} (z. B. -8 bis -12 min^{-1}) oder weniger reduziert ist. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem eingestellten Tastverhältnis D_{24} betrieben wird (Schritt S106).

Die Integral-, Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren K_{I2} , K_{P2} und K_{D2} in den Gleichungen (16) und (18) werden auf ihre jeweiligen Optimalwerte für das Schaltmuster im Leistung-AUS-Hinaufschaltmodus eingestellt.

Nachdem im Schritt S106 das neue Tastverhältnis D_{24} berechnet und ein entsprechendes Treibersignal abgegeben wurde, geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt S107 und bestimmt, ob die Turbinenraddrehzahl N_t auf die vorgegebene Drehzahl $N_{tc} 20$ abgesenkt ist, welche um den Betrag $\Delta N_{tc} 2$ (z. B. 80—120 min^{-1}) höher ist als die berechnete Turbinenraddrehzahl $N_{tc} 2$ für den zweiten Gang. Falls das Ergebnis von Schritt S107 NEIN ist, geht das Programm zu Schritt S102 zurück, und die Schritte S102 bis S107 werden wiederholt.

Zu dem Zeitpunkt unmittelbar nach Beginn des Regelabschnitts B wird der Eingriff der zuschaltseitigen Kupplung 34 eben begonnen. Deshalb kann ein Ruck oder Stoß durch die Getriebesteuerung zu Beginn des Eingriffs vermieden werden, indem man die Turbinenraddrehzahl N_t mit der erwähnten Soll-Änderungsrate ω_{to} reduziert. Ist die Turbinenraddrehzahl N_t auf einen Wert reduziert, der gleich dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl N_o und einem vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 2,8) ist, so schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt B zu Ende ist und der Regelabschnitt C beginnt und ändert den Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_{to} im Schritt S104 in einen Wert, welcher größer ist als derjenige, der im Regelabschnitt C verwendet wurde (zum Zeitpunkt t_{24} der Fig.

21(a)).

Wenn der Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_0 der Turbinenraddrehzahl zum größeren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf einen Wert eingestellt, der größer ist als der Wert im Regelabschnitt B. Dieser höhere Wert ist wirksam im Zeitabschnitt zwischen den Zeitpunkten t_{24} und t_{25} der Fig. 21(c). Dadurch wird die Turbinenraddrehzahl Nt rasch und im wesentlichen mit der so eingestellten Soll-Änderungsrate ω_0 abgesenkt. Je größer der Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_0 ist, umso höher wird die Schaltgeschwindigkeit der Getriebesteuerung sein.

Wenn danach die Turbinenraddrehzahl Nt weiter abgesenkt ist auf den Wert, der dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl N_0 und einem anderen vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 2.2) ist, d. h. wenn sich der Kolben der Kupplung 34 für den zweiten Gang allmählich der Eingriffs-Endlage nähert, schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt C zu Ende ist und der Regelabschnitt D beginnt und ändert den Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_0 der Turbinenraddrehzahl im Schritt S 104 auf einen Wert, der kleiner ist als derjenige im Regelabschnitt C. Dies geschieht zum Zeitpunkt t_{25} der Fig. 21(a). Wenn der Absolutwert der Soll-Änderungsrate ω_0 der Turbinenraddrehzahl zum kleineren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis D_{24} des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf einen Wert eingestellt, der kleiner ist als der Wert im Regelabschnitt C. Dies geschieht während der Zeitdauer zwischen den Zeitpunkten t_{25} und t_{26} der Fig. 21(c). Folglich wird die Turbinenraddrehzahl Nt langsam und im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ω_0 abgesenkt. Infolgedessen wird die Turbinenraddrehzahl Nt so weich auf die errechnete Turbinenraddrehzahl Nt_2 für den zweiten Gang abgesenkt, daß ein Ruck oder Stoß durch die Getriebesteuerung zu dem Zeitpunkt vermieden werden kann, an dem der Eingriff der zuschaltseitigen Kupplung 34 zu Ende ist.

Wenn das Ergebnis von Schritt S 107 in Fig. 19 JA ist, d. h. wenn die Turbinenraddrehzahl Nt den Wert der vorgegebenen Drehzahl Nt_2 erreicht, der etwas höher liegt als die errechnete Turbinenraddrehzahl Nt_2 für den zweiten Gang (zum Zeitpunkt t_{26} der Fig. 21(c)), stellt das Getriebesteuergerät 16 eine vorgegebene Zeitdauer T_{SF} (z. B. 0,5 s) im bereits erwähnten Zeitglied ein (Schritt S 109) und wartet ab, bis diese Zeitdauer T_{SF} zu Ende ist (Schritt S 110). Hierdurch kann das Getriebesteuergerät 16 sicher den Eingriff der zuschaltseitigen Kupplung 34 beenden.

Wenn die vorgegebene Zeitdauer T_{SF} zu Ende ist, so daß das Ergebnis im Schritt S 110 JA lautet, geht das Programm zum Schritt S 112, und das Getriebesteuergerät 16 setzt die Tastverhältnisse D_{LR} und D_{24} des freigabeseitigen Magnetventils 47 und auch des zuschaltseitigen Magnetventils 48 auf 100% und liefert ein entsprechendes Treibersignal, so daß die Magnetventile 47 und 48 mit diesen Tastverhältnissen D_{LR} und D_{24} betrieben werden. Dies geschieht zum Zeitpunkt t_{27} der Fig. 21(b) und 21(c). Damit ist die hydraulische Getriebesteuerung für den Leistung-AUS-Hinaufschaltmodus vom ersten in den zweiten Gang zu Ende.

Hydraulische Steuerung für das
Leistung-AUS-Herunterschalten

Die Fig. 22—24 sind Ablaufdiagramme, welche die Vorgänge bei der hydraulischen Getriebesteuerung für

einen Leistung-AUS-Herunterschaltmodus zeigen. Unter Bezugnahme auf Fig. 25 werden die hydraulischen Steuer- und Regelvorgänge in Verbindung mit dem Herunterschaltvorgang vom zweiten in den ersten Gang beispielhaft beschrieben.

Beim Eingang eines Schaltsignals für ein Leistung-AUS-Herunterschalten vom zweiten in den ersten Gang berechnet das Getriebesteuergerät 16 zunächst die jeweiligen Anfangs-Tastverhältnisse D_{d1} und D_{d2} der Magnetventile 47 und 48 nach den Gleichungen (21) und (22) (Schritt S 114 der Fig. 22). Die Werte a 8, c 8, a 9 und c 9 in den Gleichungen (21) und (22) werden auf ihre jeweiligen optimalen Werte für das Leistung-AUS-Herunterschalten vom zweiten in den ersten Gang eingestellt.

Dann stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{24} des freigabeseitigen Magnetventils 48 auf das Anfangs-Tastverhältnis D_{d1} ein, das im Schritt S 114 eingestellt wurde und liefert ein entsprechendes Ausgangssignal, so daß das Magnetventil 48 mit diesem Tastverhältnis D_{24} betrieben wird. Daraufhin wird der (nicht dargestellte) Kolben der Kupplung 34 für den zweiten Gang, welcher als das freigabeseitige Reibungseingriffselement dient, in Richtung zu der Stellung kurz vor der Lage zurückgezogen, wo die Kupplung 34 schleift (Schritt S 115; Zeitpunkt t_{31} der Fig. 25(b)). Unterdessen setzt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 auf 0% und liefert ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit diesem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird. Daraufhin wird der Kolben der Kupplung 33 für den ersten Gang, welcher letztere als das zuschaltseitige Reibungseingriffselement dient, in Richtung zu einer Stellung verschoben, welche kurz vor derjenigen Stellung liegt, bei der die Kupplung 33 zu greifen anfängt (zum Zeitpunkt t_{31} von Fig. 25(c)), und die Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S2} wird im Zeitglied eingestellt (Schritt S 116).

Das Getriebesteuergerät 16 wartet ab, bis die vorgegebene Zeitdauer t_D , d. h. ein Programmtakt (28,6 ms) beendet ist (Schritt S 118), und subtrahiert dann einen vorgegebenen Tastverhältnisswert ΔD_6 vom Tastverhältnis D_{24} , das im vorhergehenden Programmtakt eingestellt worden war, so daß man ein neues Tastverhältnis D_{24} erhält. Dies geschieht im Schritt S 120. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Ausgangssignal in der Weise, daß das Magnetventil 48 mit dem neuen Tastverhältnis D_{24} betrieben wird (Schritt S 120). Der subtrahierte vorgegebene Tastverhältnisswert ΔD_6 wird auf einen Wert eingestellt, der so groß ist, daß das Tastverhältnis D_{24} des Magnetventils 48 mit einer vorgegebenen Rate bzw. Geschwindigkeit abnimmt, z. B. mit 8 bis 12% pro Sekunde, vgl. den Übergang des Tastverhältnisses D_{24} vom Zeitpunkt t_{31} bis zum Zeitpunkt t_{33} in Fig. 25(b). Das Getriebesteuergerät 16 stellt fest, ob die Anfangs-Druckzufuhrdauer T_{S2} die im Schritt S 116 eingestellt worden war, vorbei ist (Schritt S 122). Falls diese Zeitdauer T_{S2} noch nicht vorbei ist, geht das Programm zum Schritt S 118 zurück, und die Schritte S 118 bis S 122 werden wiederholt. Infolgedessen wird das Tastverhältnis D_{24} des Magnetventils 48 allmählich reduziert, so daß sich die freigabeseitige Kupplung 34 allmählich in Richtung zu der Stellung bewegt, in der der Kupplungseingriff beginnt.

Falls das Ergebnis von Schritt S 122 JA ist, d. h. wenn sich die Kupplung 33 für den ersten Gang in Richtung zur vorgegebenen Stellung kurz vor dem Beginn des Kupplungseingriffs bewegt, nachdem die Anfangs-

Druckzufuhrdauer T_{S2} abgelaufen ist, geht das Programm zum Schritt $S124$ der Fig. 23. In diesem Schritt stellt das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des Magnetventils 47 auf das anfängliche Tastverhältnis D_{d2} ein, das im Schritt $S114$ berechnet worden war, und liefert dann ein Treibersignal in der Weise, daß das Ventil 47 mit dem Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (zum Zeitpunkt $t32$ der Fig. 25(c)). Daraufhin bewegt sich der Kolben der zuschaltseitigen Kupplung 33 weiter allmählich in Richtung zur Startstellung für den Kupplungseingriff, also der Stellung, an der der Kupplungseingriff beginnt. Das Tastverhältnis D_{LR} des Magnetventils 47 wird auf dem Wert für das anfängliche Tastverhältnis D_{d2} gehalten, bis ein (später erläuteter) Regelabschnitt C zum Zeitpunkt $t34$ der Fig. 25(c) beginnt.

Wenn danach die vorgegebene Zeitdauer t_D eines Programmtakts zu Ende ist (Schritt $S125$), setzt das Getriebesteuergerät 16 (Schritt $S126$) die Berechnung des neuen Tastverhältnisses $D24$ und die Abgabe eines hierzu entsprechenden Ausgangssignals für die Ventilbetätigung in der gleichen Weise wie bei Schritt $S12$ fort. Dann geht das Programm zum Schritt $S128$, worauf das Getriebesteuergerät 16 eine tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nach Gleichung (25) berechnet und den errechneten Wert mit einem (negativen) vorgegebenen Diskriminantenwert ΔN_{SR2} (z. B. -8 bis -12 min^{-1}) vergleicht. Hier gilt die Beziehung:

$$N_{SR} = N_t - N_{tc2} \quad (25)$$

Hierbei ist N_{tc2} eine berechnete Turbinenraddrehzahl für den zweiten Gang, welche man erhält, indem man die Getriebeabtriebsdrehzahl N_0 mit einem vorgegebenen Faktor multipliziert.

Falls die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} größer ist als der (negative) vorgegebene Diskriminantenwert ΔN_{SR2} ($N_{SR} > \Delta N_{SR2}$), geht das Programm zum Schritt $S125$ zurück, worauf das Getriebesteuergerät 16 die Schritte $S125$ bis $S128$ erneut durchführt. Auf diese Weise wird die freigabeseitige Kupplung 34 für den zweiten Gang allmählich ausgekuppelt. Falls die zuschaltseitige Kupplung 33 für den ersten Gang zu diesem Zeitpunkt erst mit dem Eingriff beginnen muß, nimmt die Turbinenraddrehzahl N_t im letzten Teil des Regelabschnitts A der Fig. 25(a) allmählich ab (zwischen dem Zeitpunkt $t31$, an dem das Schaltsignal gegeben wird und dem Zeitpunkt $t33$, an dem erfaßt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} den vorgegebenen Diskriminantenwert ΔN_{SR2} oder weniger erreicht). Wenn festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht größer ist als der vorgegebene Diskriminantenwert ΔN_{SR2} ($N_{SR} \leq \Delta N_{SR2}$), geht das Programm zum Schritt $S130$ weiter.

Im Schritt $S130$ addiert das Getriebesteuergerät 16 einen vorgegebenen Tastverhältniswert $\Delta D7$ (z. B. $2-6\%$) zum Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48, welches Tastverhältnis im vorhergehenden Programmtakt eingestellt worden war, so daß man ein neues Tastverhältnis $D24$ erhält. Unter Verwendung dieses Tastverhältnisses $D24$ als Anfangswert beginnt das Getriebesteuergerät 16 eine Regelung in der Weise, daß die Differenz $e_n (= N_{S1} - N_{SR})$ zwischen der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} und einer vorgegebenen Soll-Schlupffrequenz N_{S1} (z. B. -20 min^{-1}) so klein wie möglich gemacht wird. Wenn die zuschaltseitige Kupplung 33 noch vor dem Eingriff steht, hat die Turbinenraddrehzahl N_t die Tendenz zu fallen, da das Reibungsmoment abnimmt, falls das Tastverhältnis

$D24$ der freigabeseitigen Kupplung 34 auf einen kleineren Wert eingestellt wird. Falls das Tastverhältnis $D24$ andererseits auf einen größeren Wert eingestellt wird, nimmt das Reibungsmoment zu, so daß die Turbinenraddrehzahl N_t die Tendenz hat, zuzunehmen. Auf diese Weise kann die Turbinenraddrehzahl N_t durch die Regelung des Tastverhältnisses $D24$ auf einem vorgegebenen Wert gehalten werden.

Daraufhin wartet das Getriebesteuergerät 16 im Schritt $S132$, bis ein Programmtakt zu Ende ist und setzt dann das Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 für jeden Programmtakt entsprechend den Gleichungen (24) und (24a), vgl. Schritt $S134$. Die Integral-Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren K_{I1} , K_{P1} und K_{D1} in den Gleichungen (24) und (24a) werden auf ihre jeweiligen optimalen Werte für den Leistung-AUS-Herunterschaltmodus eingestellt.

Danach stellt das Getriebesteuergerät 16 fest, ob die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} größer oder gleich einer vorgegebenen Schlupffrequenz ΔN_{S2} ist, z. B. $3-8 \text{ min}^{-1}$ (Schritt $S135$). Falls die Antwort in Schritt $S135$ NEIN ist, geht das Programm zum Schritt $S132$ zurück, worauf das Getriebesteuergerät 16 wiederholt die Schritte $S132$ bis $S135$ ausführt, bis die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} größer oder gleich der vorgegebenen Frequenz ΔN_{S2} wird. Daraufhin wird das Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 so geregelt, daß die Differenz zwischen der tatsächlichen Schlupffrequenz N_{SR} und der Soll-Schlupffrequenz N_{S1} reduziert wird oder diese Frequenzen gleich sind. Auf der anderen Seite wird das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 auf dem Wert des anfänglichen Tastverhältnisses D_{d2} konstantgehalten.

Infolgedessen wird ein hydraulischer Arbeitsdruck entsprechend dem anfänglichen Tastverhältnis D_{d2} des Magnetventils 47 der Kupplung 33 für den ersten Gang über das erste hydraulische Steuerventil 44 zugeführt, so daß die Kupplung 33 zu greifen beginnt und sich der (nicht dargestellte) Kolben der Kupplung 33 allmählich in seine Endstellung für den Kupplungseingriff bewegt. Während sich der Kolben der Kupplung 33 auf diese Weise bewegt, fängt die Turbinenraddrehzahl N_t an zuzunehmen. Das Tastverhältnis $D24$ des Magnetventils 48 wird auf einen kleineren Wert eingestellt, so daß die Zunahme der Turbinenraddrehzahl N_t aufgehoben wird, so daß der Wert des Tastverhältnisses $D24$ allmählich abnimmt. Obwohl das Tastverhältnis $D24$ des freigabeseitigen Magnetventils 48 auf den kleineren Wert eingestellt wird, nimmt die Turbinenraddrehzahl N_t infolge einer Zunahme des Reibungsmoments der zuschaltseitigen Kupplung 33 zu. Zum Zeitpunkt $t34$ der Fig. 25(a) wird daher die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht kleiner als die vorgegebene Schlupffrequenz ΔN_{S2} . Wenn das Getriebesteuergerät 16 dies feststellt (JA im Schritt $S135$), geht das Programm zum Schritt $S136$ der Fig. 24. Folglich ist die hydraulische Regelung im Regelabschnitt B (zwischen den Zeitpunkten $t33$ und $t34$ der Fig. 25) zu Ende.

Wenn festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} nicht kleiner ist als die vorgegebene Schlupffrequenz ΔN_{S2} im Regelabschnitt B , wird Schritt $S136$ von Fig. 24 ausgeführt. Wird z. B. in zwei aufeinanderfolgenden Programmtakten im Regelabschnitt A zweimal festgestellt, daß die tatsächliche Schlupffrequenz N_{SR} auf den Wert der vorgegebenen Schlupffrequenz ΔN_{S2} oder mehr infolge irgend einer Störung zugenommen hat, kann die hydraulische Regelung im

Regelabschnitt *B* weggelassen werden. In diesem Fall geht das Programm direkt zum Schritt *S* 136 der Fig. 24, worauf die hydraulische Regelung im Regelabschnitt *C* beginnt.

In den hydraulischen Regelvorgängen im Regelabschnitt *C* und den auf ihn folgenden Regelabschnitten *D* und *E* wird das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 so geregelt, daß der Unterschied zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl und der Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl so klein wie möglich gemacht wird. Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl Nt allmählich in Richtung zu einer berechneten Turbinenraddrehzahl Ntc 1 für den ersten Gang erhöht.

Im Schritt *S* 136 stellt das Getriebesteuergerät 16 als erstes das Tastverhältnis D 24 des freigabeseitigen Magnetventils 48 auf ein vorgegebenes Tastverhältnis D 24 min für den erwähnten Haltedruck ein, so daß der Kupplung 34 für den zweiten Gang der Haltedruck zugeführt wird. Nachdem das Getriebesteuergerät gewartet hat, bis die vorgegebene Taktperiode t_D zu Ende ist (Schritt *S* 138), liest das Getriebesteuergerät 16 einen zuvor gespeicherten vorgegebenen Wert aus, welcher jeweils einem der Regelabschnitte *C*, *D* oder *E* entspricht, und setzt diesen ausgewählten Wert im Schritt *S* 139 als die Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl. Im Regelabschnitt *C* unmittelbar nach dem Beginn der Regelung wird diese dem Speicher entnommene Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl auf einen niedrigen Wert eingestellt, so daß die Turbinenraddrehzahl Nt allmählich zunimmt. In dem darauffolgenden Regelabschnitt *D* wird die Soll-Änderungsrate ωto auf einen größeren Wert als im Regelabschnitt *C* eingestellt. Deshalb nimmt im Regelabschnitt *D* die Turbinenraddrehzahl Nt stärker ab. Im Regelabschnitt *E*, während dessen der Eingriff der Kupplung 33 für den ersten Gang beendet wird, wird die Änderungsrate wieder reduziert, um ein Rucken oder Stoßen durch die Getriebesteuerung zu verhindern (vgl. den zeitlichen Verlauf der Turbinenraddrehzahl Nt in Fig. 25(a)).

Dann berechnet das Getriebesteuergerät 16 das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 nach den folgenden Gleichungen (26) und (26a) und stellt diesen Wert entsprechend ein. Dabei sind die Gleichungen (26) und (26a) ähnlich den Gleichungen (16) bzw. (18). Hierbei wird das anfängliche Tastverhältnis D_{d2} verwendet, das man als einen Anfangswert zum Zeitpunkt t 34 erhalten hat, wenn festgestellt wird, daß die tatsächliche Schlupffrequenz ΔN_{S2} oder höher zugenommen hat. Dann liefert das Getriebesteuergerät 16 ein Treibersignal in der Weise, daß das Magnetventil 47 mit dem eingestellten Tastverhältnis D_{LR} betrieben wird (Schritt *S* 140). Hierbei gelten folgende Beziehungen:

$$(D_{LR})_n = (D_i)_n + K_{P1} \times E_n + K_{D1} (E_n - E_{n-1}), \quad (26)$$

$$(D_i)_n = (D_i)_{n-1} + K_{I1} \times E_n + D_{H1} + D_{H2}, \quad (26a)$$

Hierbei ist $(D_i)_{n-1}$ ein Integralterm, der im vorhergehenden Programmtakt eingestellt wurde, und K_{I1} , K_{P1} und K_{D1} sind Integral-, Proportional- und Differential-Verstärkungsfaktoren, welche auf ihre jeweiligen optimalen Werte für den Leistung-AUS-Herunterschaltmodus eingestellt werden. In den Gleichungen (26) und (26a) ist ferner E_n die Differenz ($E_n = \omega to - \omega t$) zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl und der Sollwert-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl für den jetzigen Programmtakt, die im Schritt *S* 139 eingestellt worden war, und E_{n-1} ist die

Differenz zwischen der tatsächlichen Änderungsrate ωt der Turbinenraddrehzahl und der Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl für den vorhergehenden Programmtakt.

D_{H1} ist eine Korrektur des Turbinenradwellenmoments, eingestellt entsprechend einer Variation ΔTt des Turbinenradwellenmoments, die verursacht wird, wenn das Motormoment Te während des Getriebesteuervorgangs durch Beschleunigungsarbeit geändert wird. Die Korrektur D_{H1} wird nach den Gleichungen (12) bis (14) errechnet.

D_{H2} ist ein korrigiertes Tastverhältnis für die Änderung der Turbinenraddrehzahl-Änderungsrate, das nur verwendet wird, wenn sich der Regelabschnitt von *C* nach *D* oder von *D* nach *E* ändert. Diesen Wert erhält man aus den Gleichungen (19) und (20). In Gleichung (19) ist der Koeffizient α auf einen optimalen Wert für das Getriebesteuermuster eines Leistung-AUS-Herunterschaltmodus eingestellt.

Nachdem im Schritt *S* 140 das Tastverhältnis D_{LR} errechnet und eingestellt worden ist, geht das Getriebesteuergerät 16 zum Schritt *S* 142 und stellt fest, ob die Turbinenraddrehzahl Nt einen vorgegebenen Wert Ntc 10 erreicht hat, welcher niedriger ist als die berechnete Turbinenraddrehzahl Ntc 1 für den ersten Gang, und zwar niedriger um einen vorgegebenen Wert, z. B. von 80–120 min⁻¹. Falls das Ergebnis von Schritt *S* 142 NEIN ist, geht das Programm zum Schritt *S* 138 zurück, und die Schritte *S* 138 bis *S* 142 werden wiederholt.

Zu diesem Zeitpunkt unmittelbar nach Beginn des Regelabschnitts *C* fängt der Kupplungseingriff der zuschaltseitigen Kupplung 33 eben an. Deshalb kann ein Ruck oder Stoß durch die Getriebesteuerung zu Beginn des Eingriffs vermieden werden, indem man die Turbinenraddrehzahl Nt mit der erwähnten Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl erhöht. Hat die Turbinenraddrehzahl Nt auf den Wert des Produkts aus der Getriebeabtriebsdrehzahl No und einem vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 1,7) zugenommen, so schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt *C* zu Ende ist und der Regelabschnitt *D* beginnt und ändert – im Schritt *S* 139 – die Soll-Änderungsrate ωto auf einen größeren Wert (zum Zeitpunkt t 35 der Fig. 25(a)).

Wenn die Soll-Änderungsrate ωto der Turbinenraddrehzahl auf den größeren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 auf einen Wert angepaßt (während des Zeitraums zwischen den Zeitpunkten t 35 und t 36 der Fig. 25(c)) welcher kleiner ist als der Wert, der im Regelabschnitt *C* eingestellt wurde. Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl Nt schnell erhöht, und zwar im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ωto . Je größer die Soll-Änderungsrate ωto ist, umso höher die Ansprechgeschwindigkeit der Getriebesteuerung.

Wenn danach die Turbinenraddrehzahl Nt weiter auf einen Wert erhöht worden ist, der gleich dem Produkt aus der Getriebeabtriebsdrehzahl No und einem anderen vorgegebenen Koeffizienten (z. B. 2,4) ist, d. h. wenn der Kolben der Kupplung 33 für den ersten Gang allmählich nahe an seine Eingriffs-Endlage herankommt, so daß die Turbinenraddrehzahl Nt sich der berechneten Turbinenraddrehzahl Ntc 1 für den ersten Gang nähert, schlußfolgert das Getriebesteuergerät 16, daß der Regelabschnitt *D* zu Ende ist und der Regelabschnitt *E* beginnt und ändert diese Soll-Änderungsrate ωto im Schritt *S* 139 auf einen Wert, der kleiner ist als der Wert, der im Regelabschnitt *D* eingestellt worden war. Dies

geschieht zum Zeitpunkt t_{36} der Fig. 25(a). Wenn diese Soll-Änderungsrate ω_{to} auf den kleineren Wert geändert wird, wird das Tastverhältnis D_{LR} des zuschaltseitigen Magnetventils 47 neu eingestellt (während des Zeitraums zwischen den Zeitpunkten t_{36} und t_{37} der Fig. 25(c)), und zwar auf einen Wert, der größer ist als derjenige im Regelabschnitt D . Auf diese Weise wird die Turbinenraddrehzahl N_t langsam erhöht, und zwar im wesentlichen mit der Soll-Änderungsrate ω_{to} . Infolgedessen kann ein Druck oder Stoß durch die Getriebe-
steuerung im Bereich des Zeitpunkts vermieden werden, an dem der Eingriff der zuschaltseitigen Kupplung 33 abgeschlossen ist.

Falls das Ergebnis von Schritt S_{142} JA ist, d. h. wenn die Turbinenraddrehzahl N_t den Wert der vorgegebenen Drehzahl N_{tc} 10 erreicht, welcher um einen vorgegebenen Wert ($80 - 120 \text{ min}^{-1}$) niedriger ist als die berechnete Turbinenraddrehzahl $N_{tc} 1$ für den ersten Gang (zum Zeitpunkt t_{37} der Fig. 25(c)), setzt das Getriebe-
steuergerät 16 beide Tastverhältnisse D_{24} und D_{LR} des freigabeseitigen und des zuschaltseitigen Magnetventils 48 bzw. 47 auf 0% und liefert ein solches Treibersignal, daß diese Magnetventile 48 und 47 mit diesen Tastverhältnissen D_{24} bzw. D_{LR} betrieben werden (zum Zeitpunkt t_{37} der Fig. 25(b) und 25(c)). Auf diese Weise ist die hydraulische Getriebe-
steuerung für das Leistung-AUS-Herunterschalten vom zweiten Gang in den ersten abgeschlossen.

In Verbindung mit dem vorstehenden Ausführungsbeispiel wurden nur die Vorgänge der hydraulischen Steuerung bzw. Regelung für die Getriebe-
steuerung oder -schaltung zwischen dem ersten und zweiten Gang und umgekehrt beschrieben, um die Beschreibung nicht unnötig zu komplizieren. Es ist jedoch dem Fachmann klar, daß die Vorgänge der hydraulischen Getriebe-
steuerung bzw. -regelung für jede andere Kombination von Gängen, z. B. für das Schalten zwischen dem zweiten und dritten Gang und umgekehrt, in der gleichen Weise erklärt werden können.

Ferner werden beim beschriebenen Ausführungsbeispiel hydraulisch betätigte Kupplungen als Reibungseingriffselemente zur Getriebe-
steuerung verwendet. Alternativ können jedoch in gleicher Weise Getriebe-
steuerbremsen zum gleichen Zwecke verwendet werden, z. B. Bremsbänder.

Nach dem vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispiel findet das Verfahren zur Erfassung des Motordrehmoments und das hydraulische Steuer- und Regel-
verfahren für eine Getriebe-
steuerung unter Verwendung des Erfassungsverfahrens nach der vorliegenden Erfindung Anwendung bei einer automatischen Getriebe-
steuerung mit einem Momentenwandler. Die Antriebsenergieumwandlungsvorrichtung ist jedoch nicht auf eine hydrodynamische Kupplung, z. B. einen Momentenwandler, beschränkt, oder auf eine direkt gekoppelte Kupplung vom Schlupftyp wie die Dämpfer-
kupplung 28. Verschiedene andere Übertragungsvorrichtungen können zu diesem Zweck verwendet werden, sofern sie auf Grund der Drehzahl einer Antriebs-
oder Abtriebswelle das Transmissionsmoment genügend genau festsetzen können, oder sofern sie das Transmissionsmoment von außen steuern können, so daß Steuerparameter, die dem Transmissionsmoment entsprechen, erfaßt werden können. Zu diesen verfügbaren Transmissionsvorrichtungen gehören z. B. die schlupfgesteuerte Magnetver-
kupplung, die Visco-Kupplung, etc.

Das Motordrehmoment-Erfassungsverfahren nach

der vorliegenden Erfindung ist naturgemäß nicht auf das vorstehende Ausführungsbeispiel beschränkt und kann auch Anwendung finden auf die hydraulische Steuerung und Regelung der Dämpferkupplung 28 oder anderer
direkt gekuppelter Kupplungen vom Schlupftyp, auf die Stromsteuerung und -regelung für Magnetpulverkupplungen, auf die Regelung des Motordrehmoments, die Traktionssteuerung und -regelung, die Antriebsschlupf-
regelung (ASR), etc. Bei der Regelung des Motordrehmoments wird die Kraftstoffzufuhr, z. B. die Einspritzung, so eingestellt, daß der Unterschied zwischen dem Ist-Drehmoment des Motors und einem Soll-Drehmoment, das abhängig ist von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gaspedalstellung, möglichst klein gemacht wird. Bei der Traktionsregelung werden Regelschwin-
gungen vermieden durch Ändern der Reduktionsrate des Motordrehmoments, wenn die Fahrbeschleunigung hoch ist. Falls das erfaßte Motordrehmoment höher ist als ein vorgegebener Wert, wird seine Reduktionsrate auf einen hohen Wert eingestellt. Falls der erfaßte Wert kleiner ist als der vorgegebene Wert, wird die Reduktionsrate abgesenkt. Auf diese Weise läßt sich die Erfindung in vielfältiger Weise anwenden und ist vielfacher
Modifikationen fähig.

- Leerseite -

Fig. 1

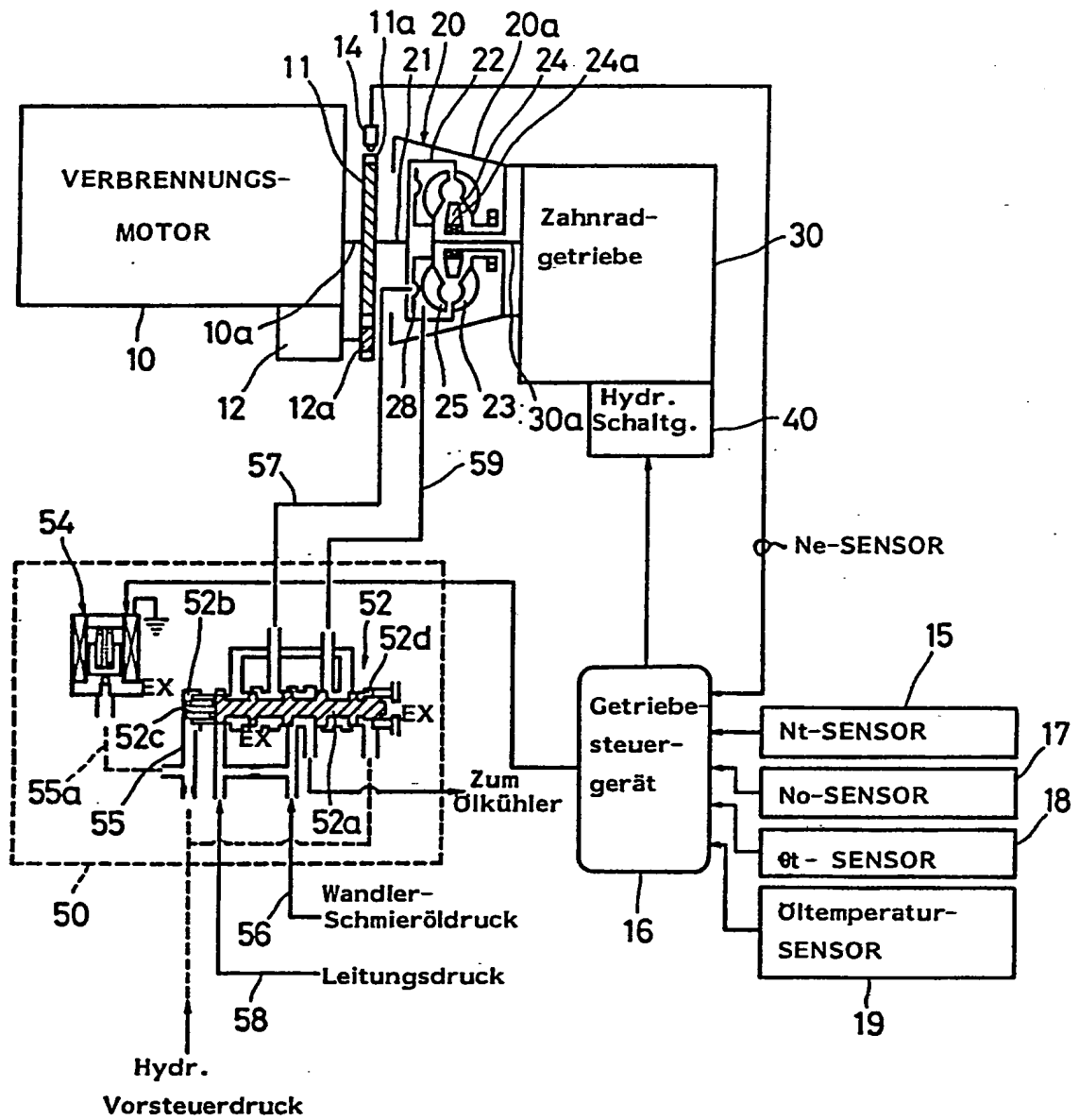


Fig. 2

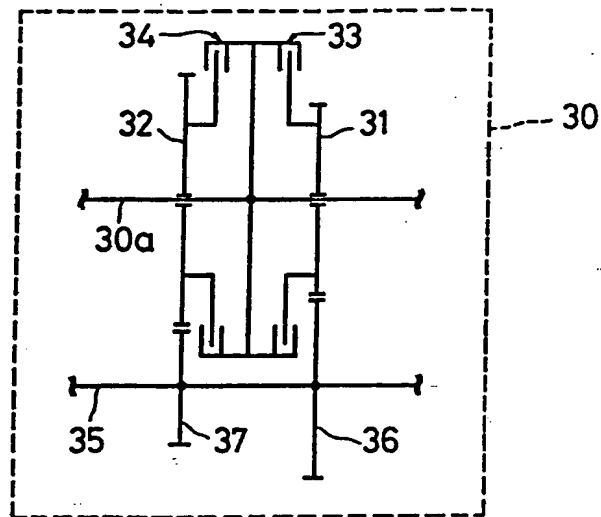


Fig. 6

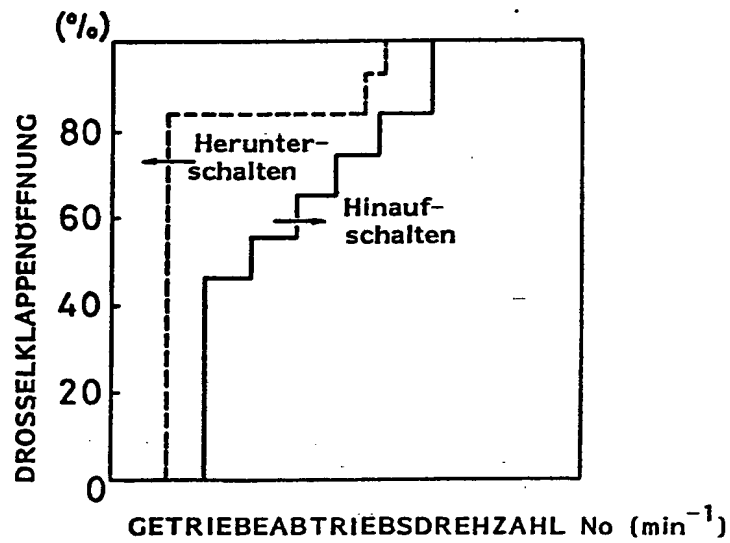


Fig. 3

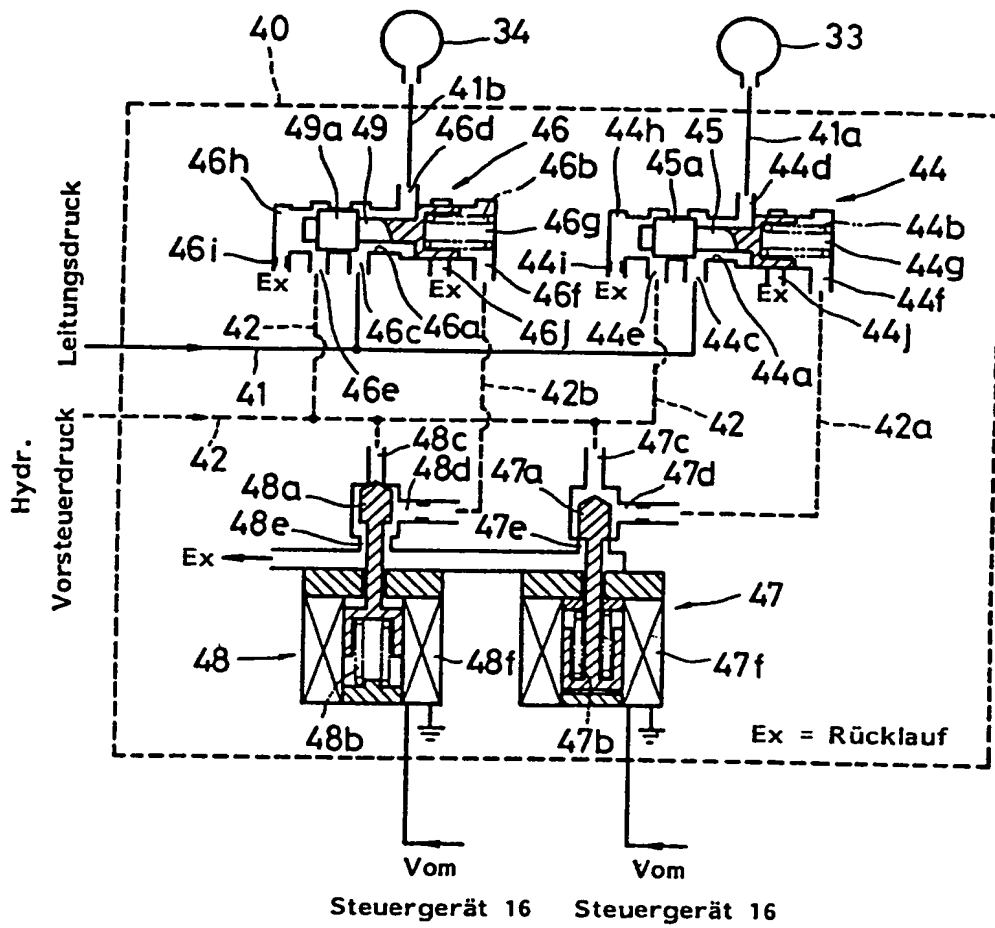


Fig. 4

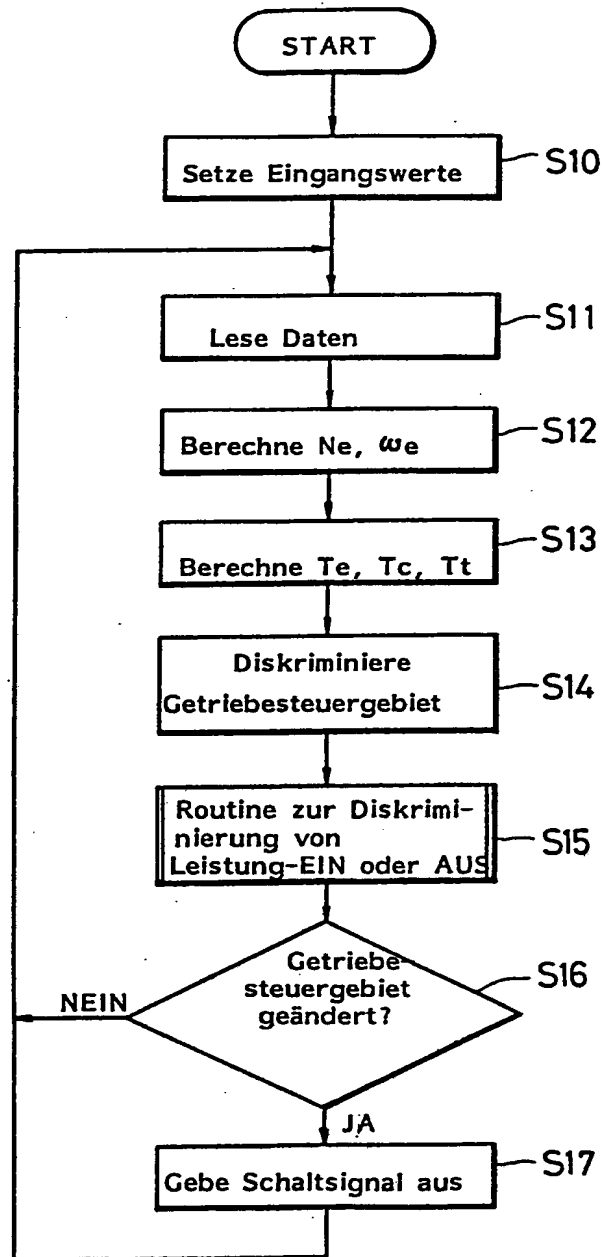


Fig.5

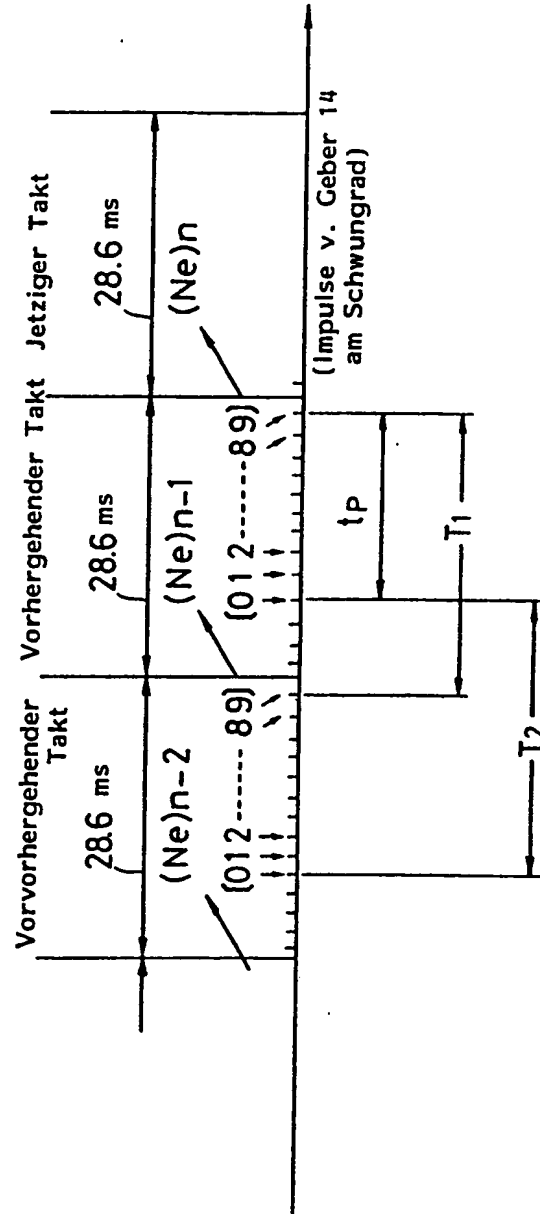


Fig.7

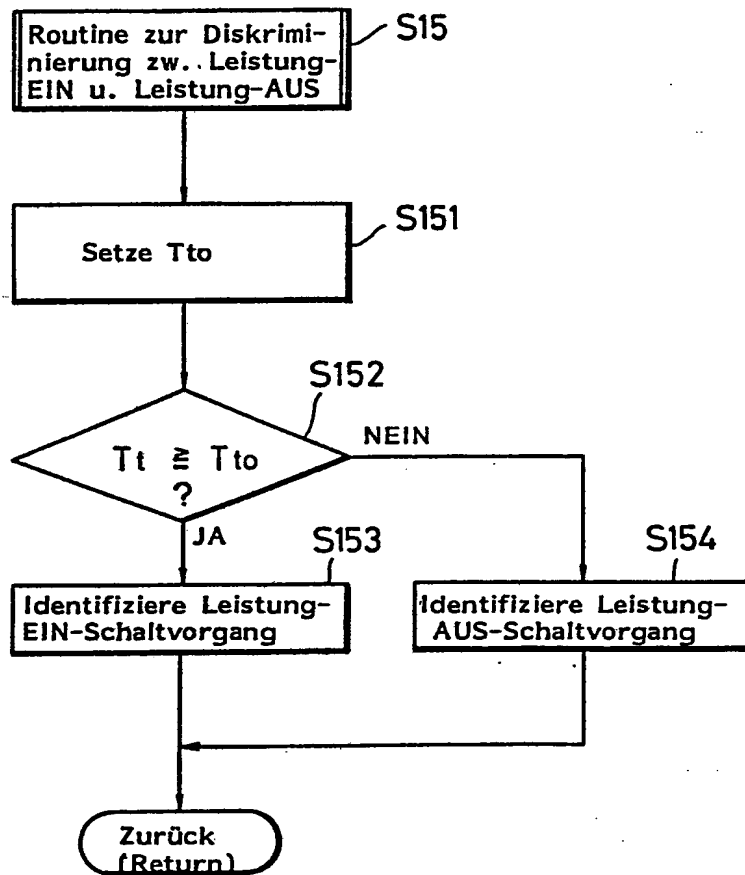


Fig.8

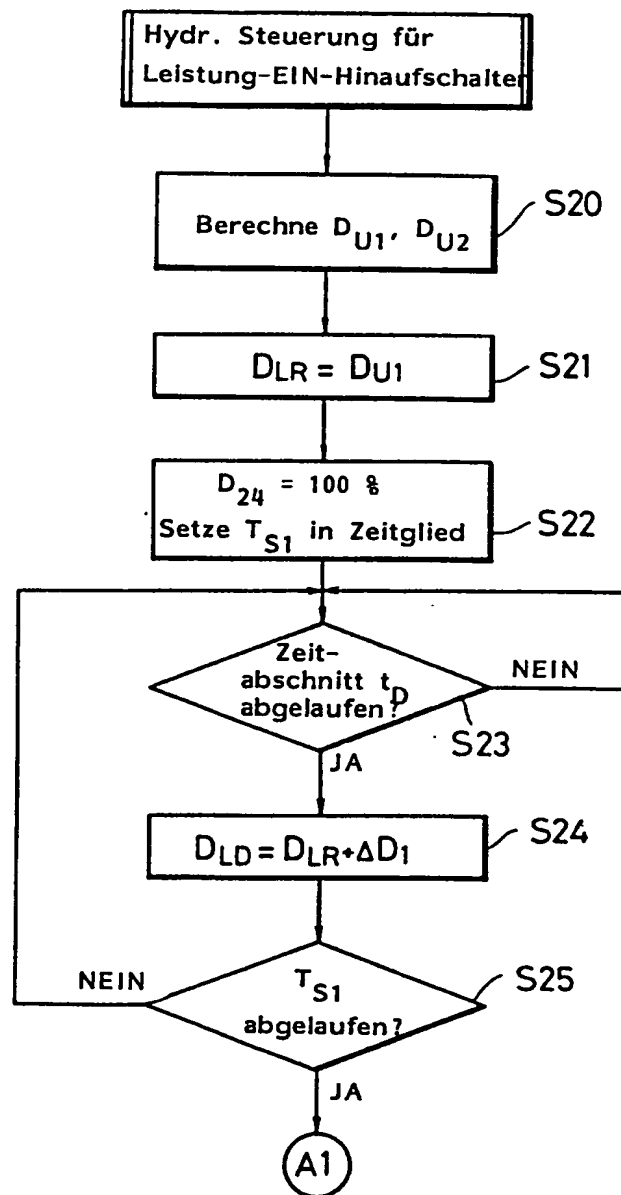


Fig. 9

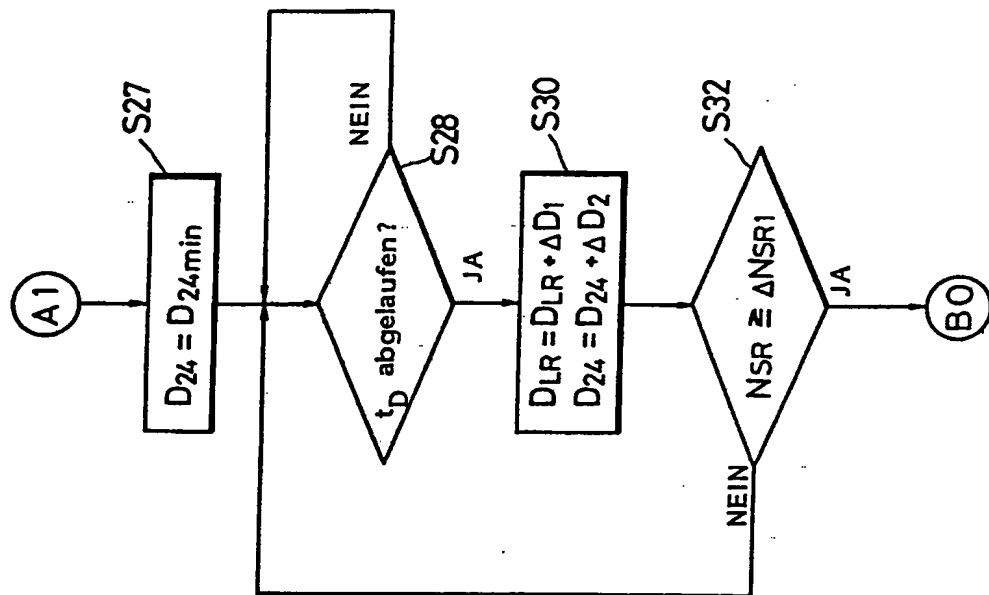


Fig. 12

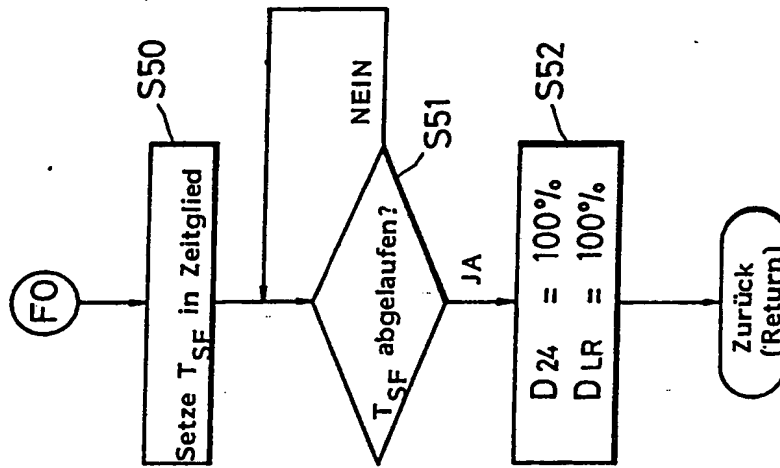


Fig.10

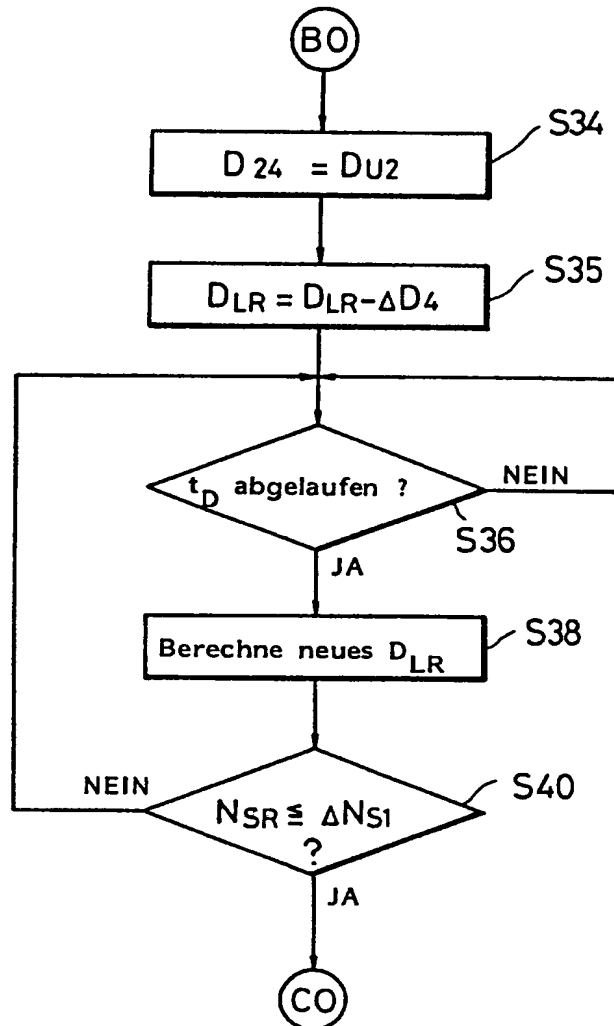


Fig.11

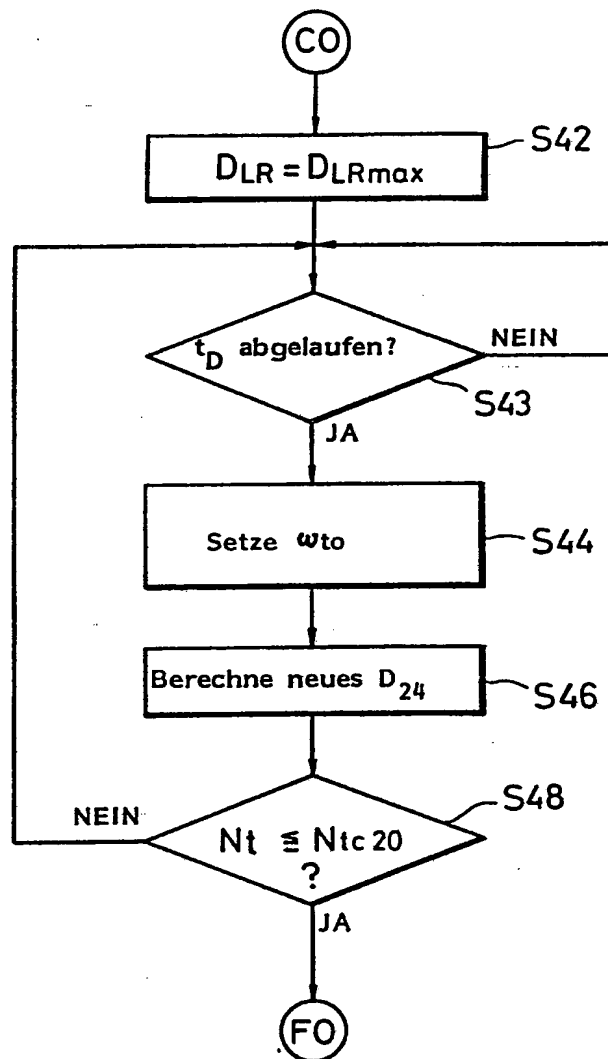


Fig.13

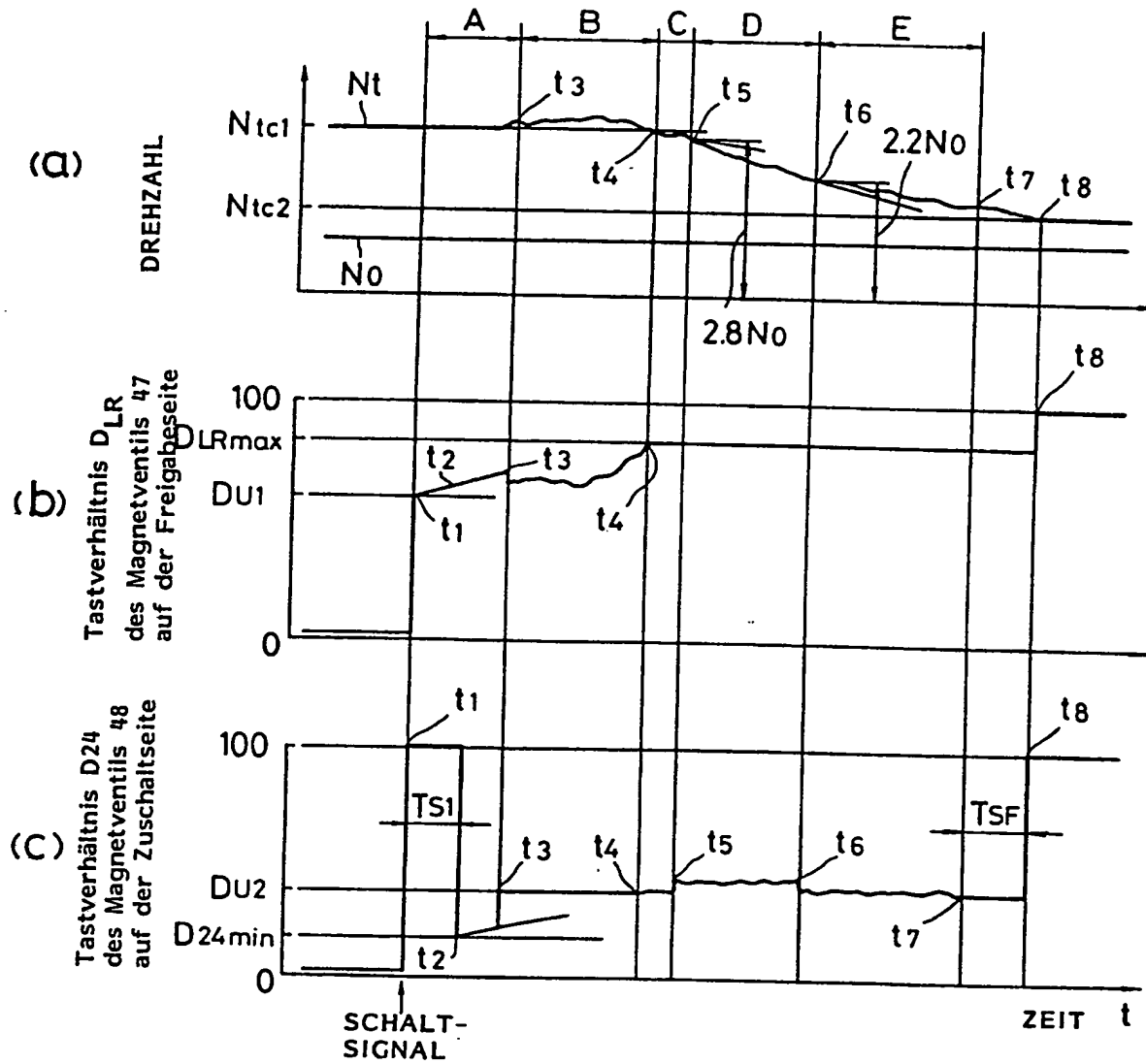


Fig.14

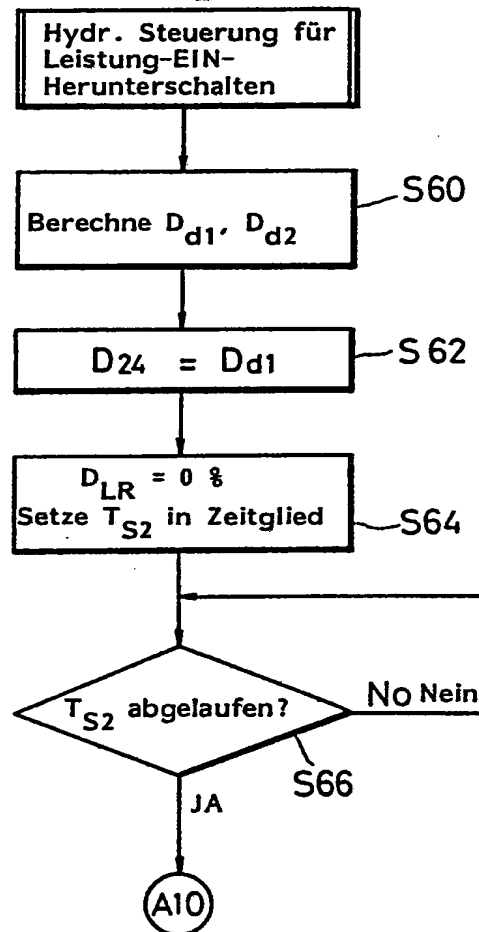


Fig.15

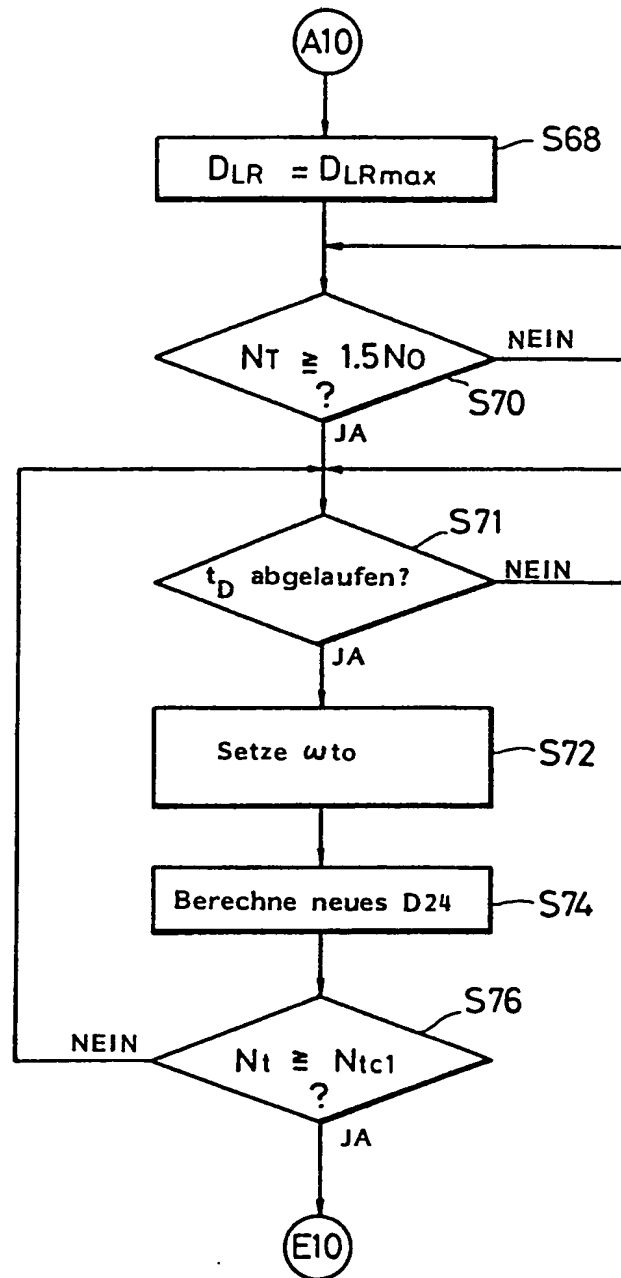


Fig.16

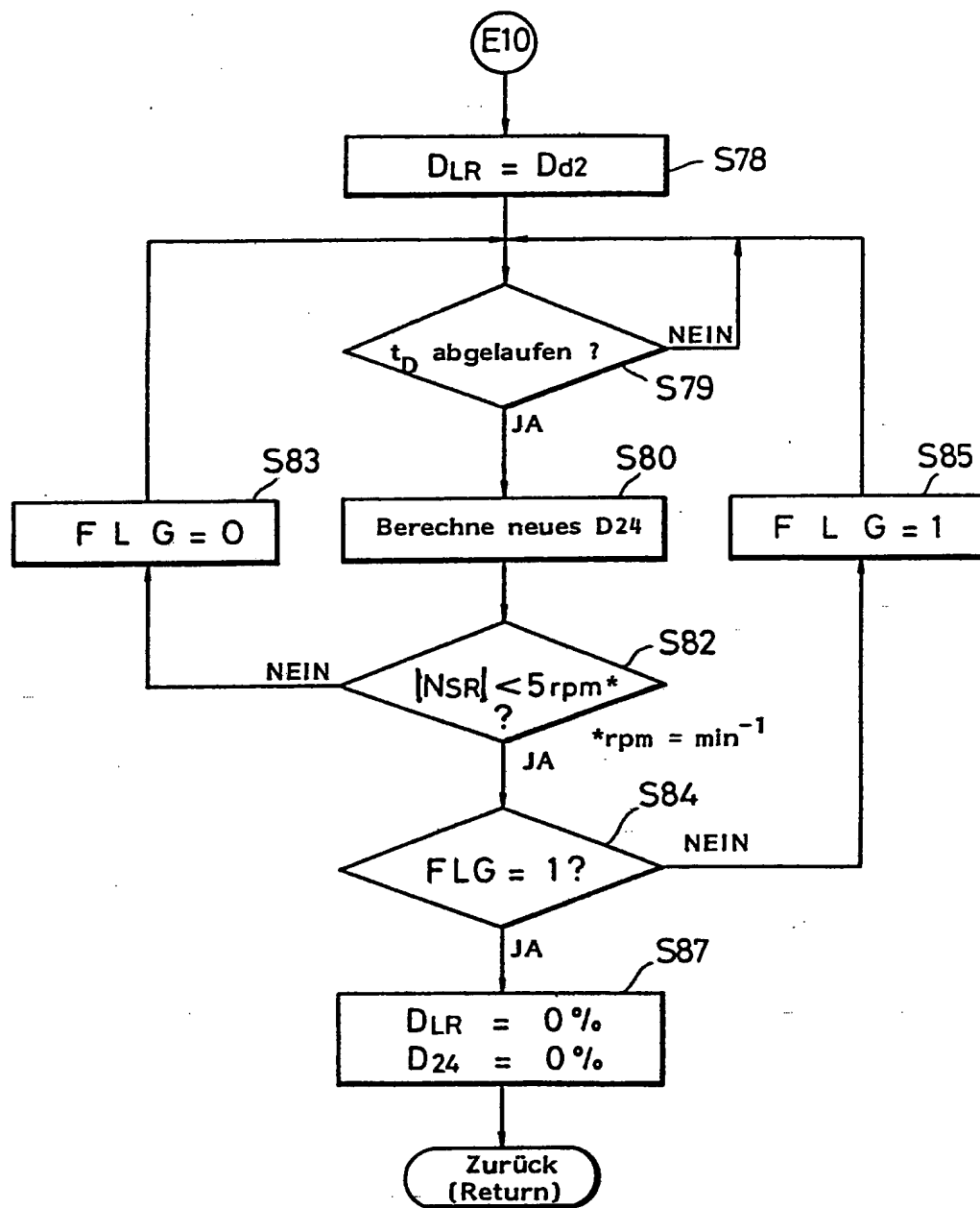


Fig.17

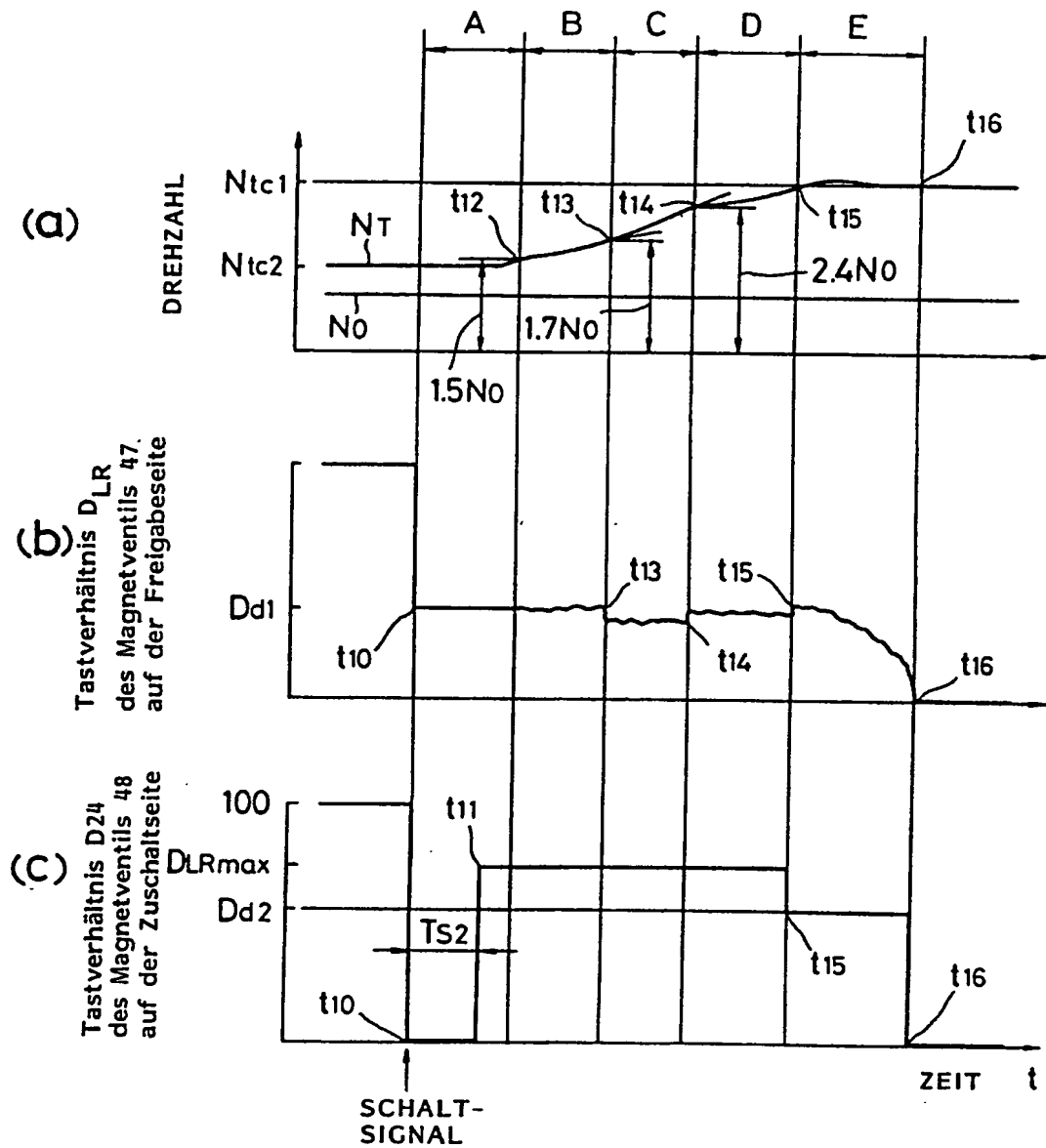


Fig.18

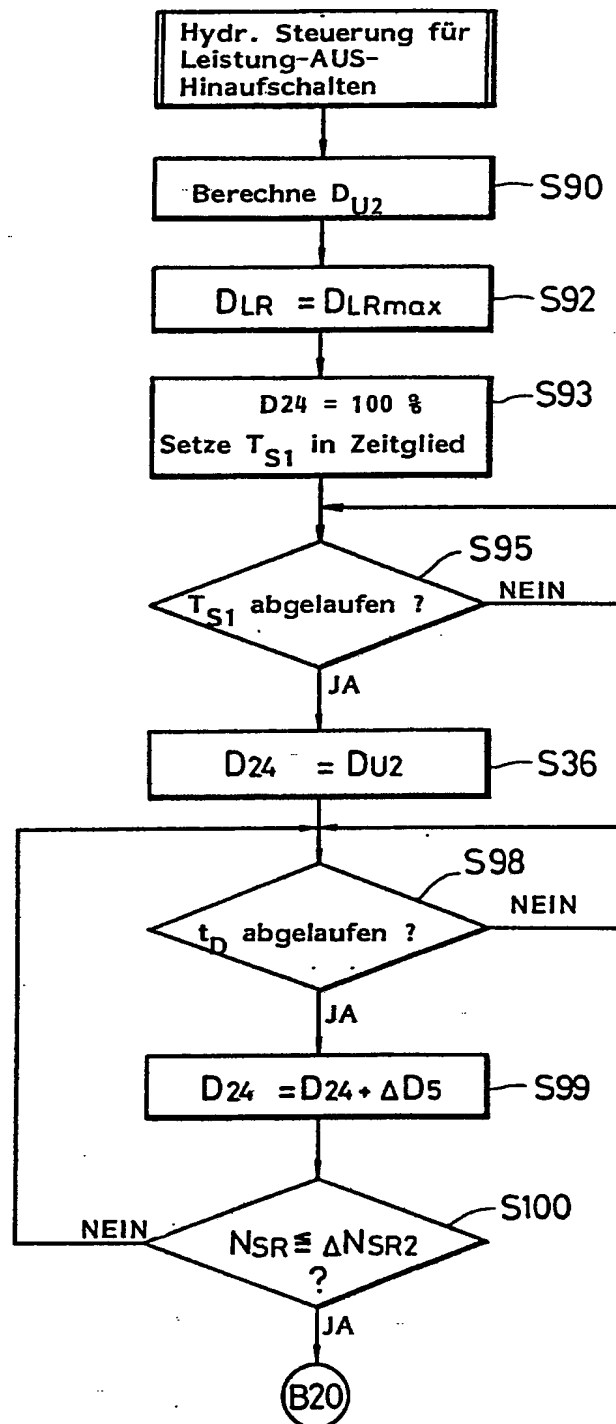


Fig. 20

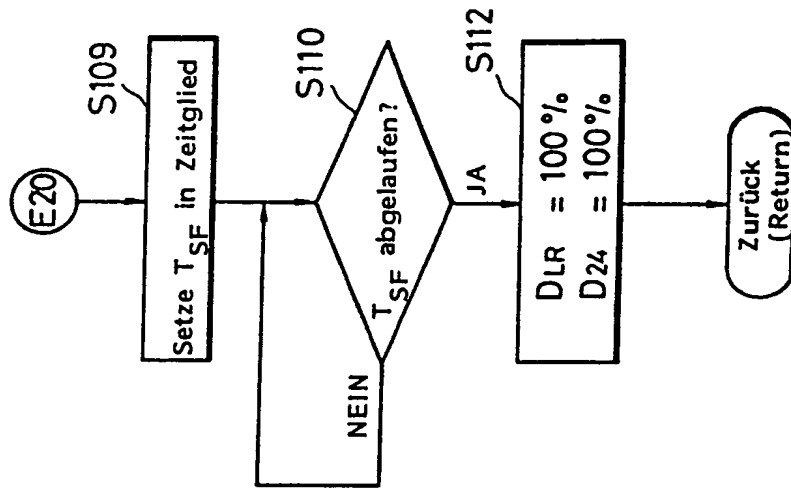


Fig. 19

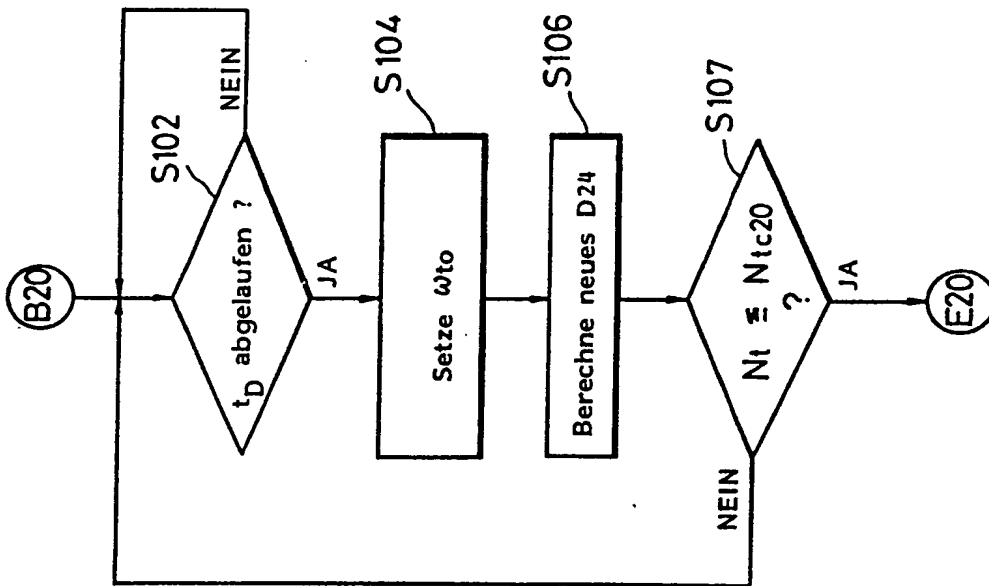


Fig. 21

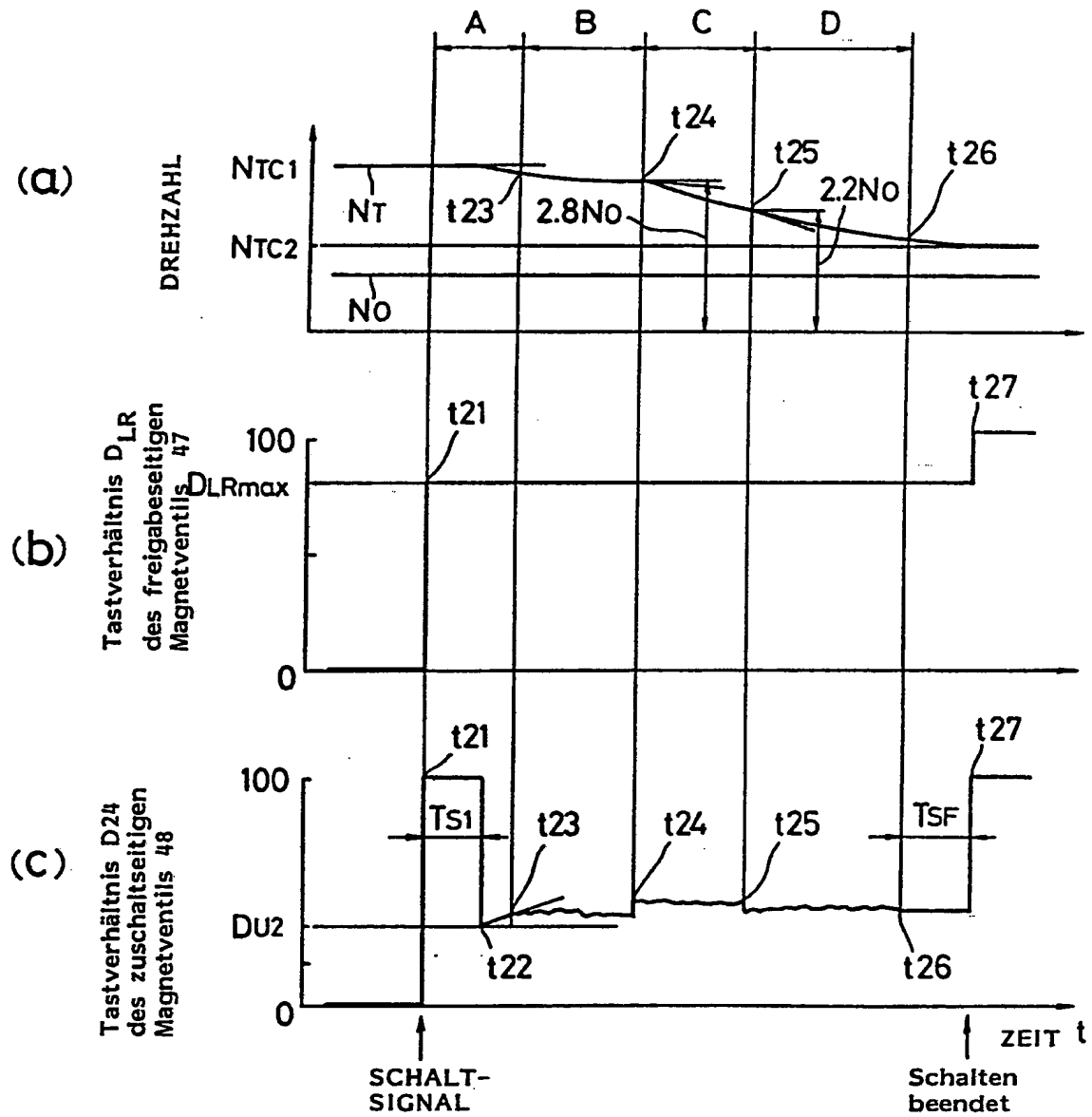


Fig.22

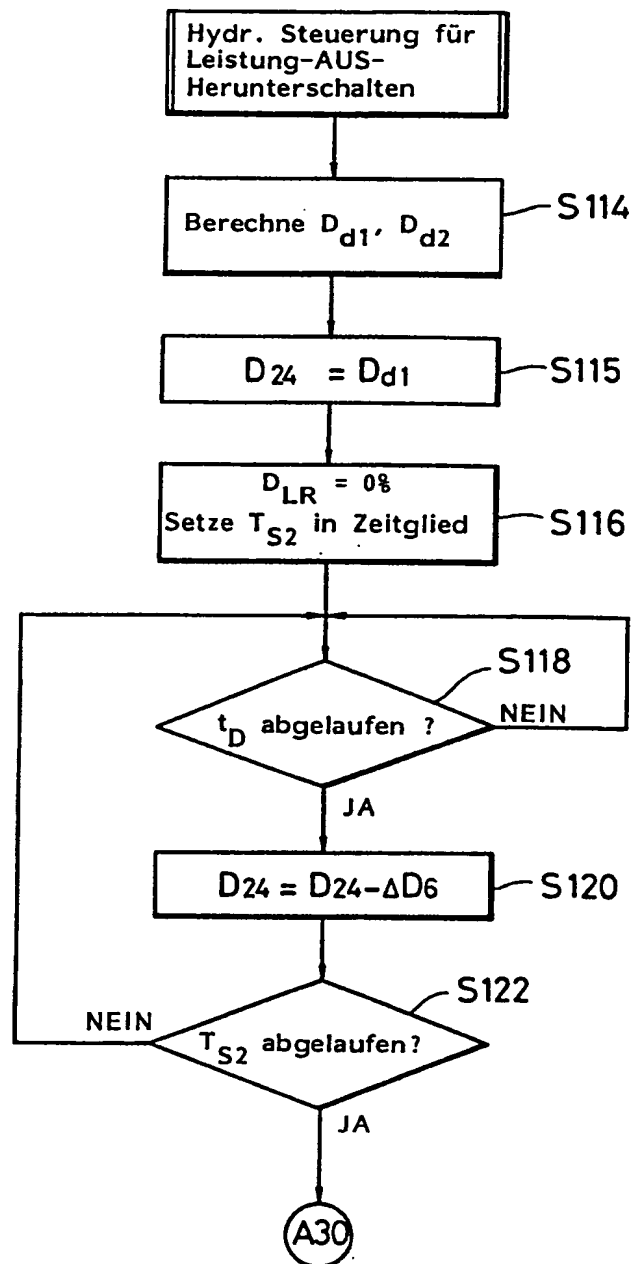


Fig. 23

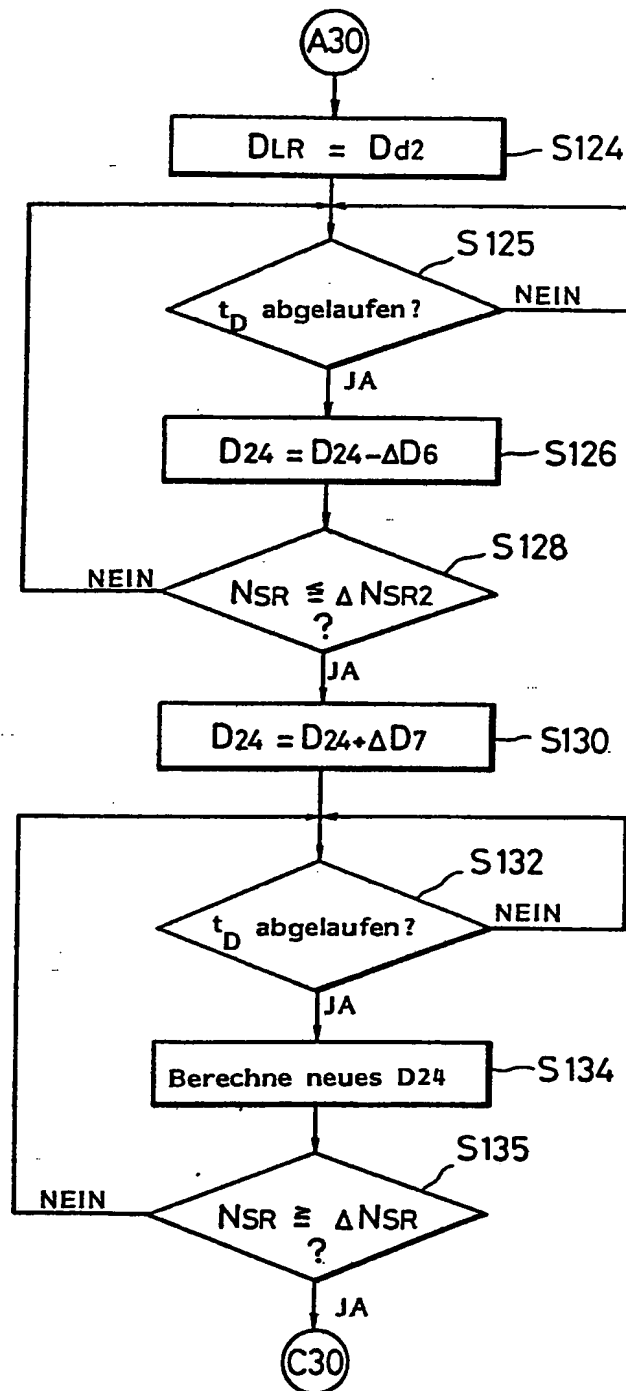


Fig. 24

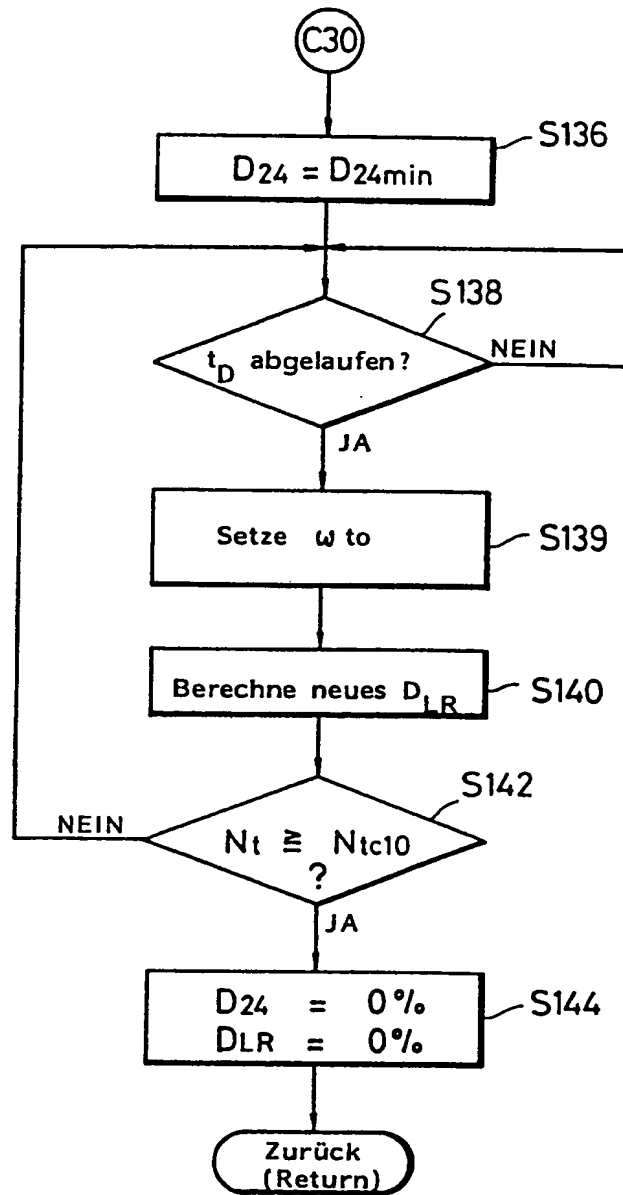


Fig. 25

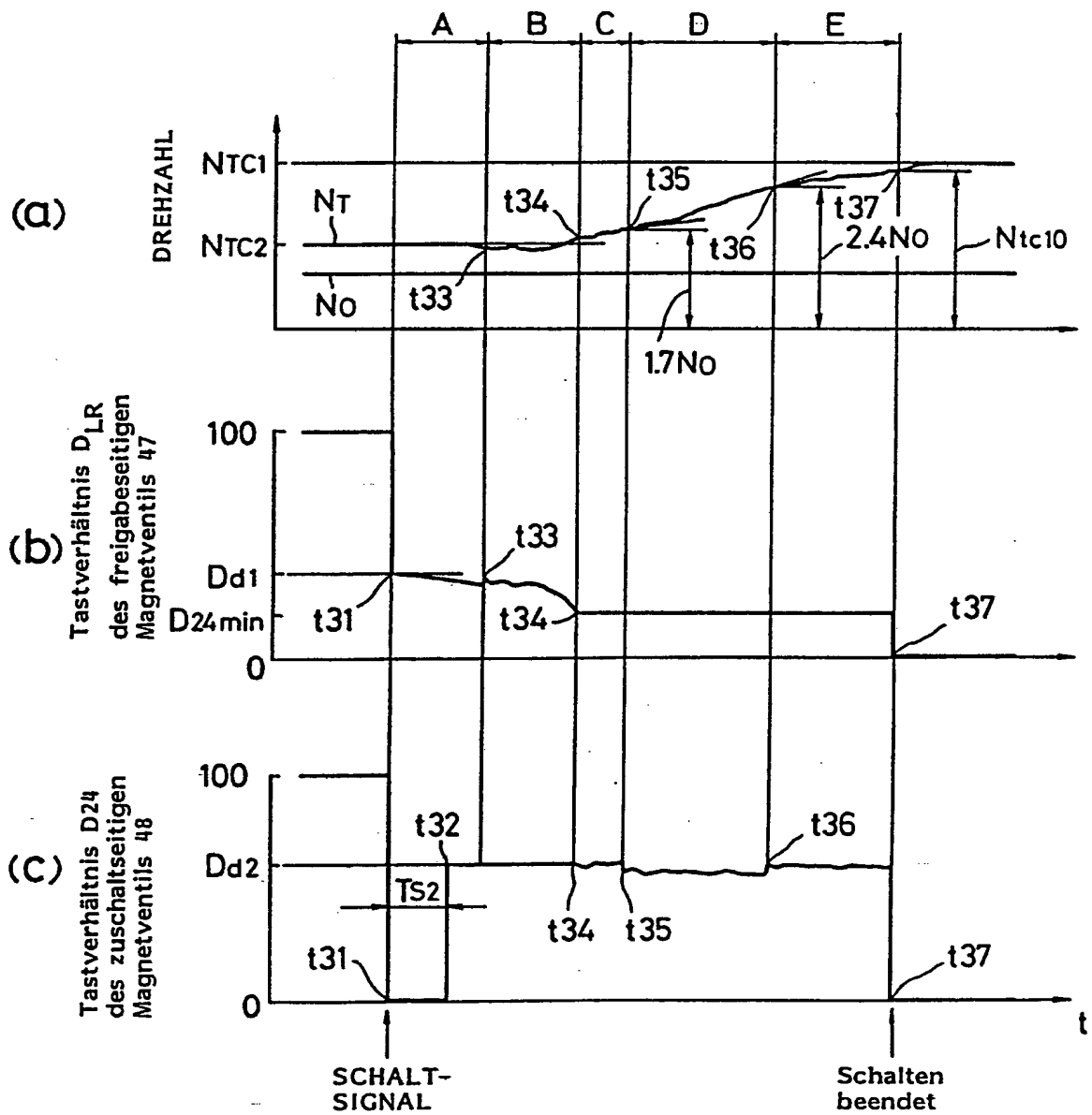


Fig. 26

